

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

**Konstrukční návrh servisního robotu pro údržbu travnatých  
ploch**

***The Construction Design of Service Robot for Servicing Grass  
Areas***

Student:

Bc. Miroslav Buček

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Ladislav Kárník, CSc.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra robototechniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Buček**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T013 Robotika  
Téma: **Konstrukční návrh servisního robotu pro údržbu travnatých ploch**  
**The Construction Design of Service Robot for Servicing Grass Areas**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu současného stavu a navrhnete varianty řešení možných koncepcí servisního robotu pro údržbu travnatých ploch.
2. Proveďte výběr optimální varianty.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty podrobně rozpracujte dle pokynů vedoucího s využitím CAD systému Creo.
4. Výkresovou dokumentaci zpracujte dle pokynů vedoucího.
5. Vypracujte technickou zprávu s potřebnými výpočty a zhodnoťte dosažené výsledky.
6. Závěr.
7. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MSWORD, PDF a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynu vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. VŠB-TU Ostrava, 2004. 144 s. ISBN 80-248-0626-6.

KÁRNÍK, L. - KNOFLÍČEK, R. - MARCINČIN, J. N. *Mobilní roboty*. Opava: MÁRFY SLEZSKO, 2000. 210 s. ISBN 80-902746-2-5.

MENZEL, P. - D'ALUSIO, F. *Robo sapiens: evolution of a new species*. USA, New York, 2000. 239 p. ISBN 0-262-13382-2.

SKAŘUPA, J. - MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ladislav Kárník, CSc.**

Datum zadání: 31.10.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

---

prof. Dr. Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta



Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Miroslav Buček

Adresa trvalého pobytu autora práce: Závodní37, Ostrava –Hrabůvka, 700 30

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BUČEK, M. *Konstrukční návrh robotu pro údržbu travnatých ploch*. Ostrava: VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky, 2013, 106s. Vedoucí práce: Ing. Ladislav Kárník, CSc.

V diplomové práci je zpracován projekt robotické sekačky pro údržbu travnatých ploch. V úvodu práce je proveden popis údržby trávníka a analýza současných robotických sekaček na trhu. Na základě stanovených závěrů z provedené analýzy je sestaven požadavkový list. V práci jsou navrženy tři varianty koncepčního řešení robotické sekačky. Pomocí hodnotové analýzy je vybráno optimální řešení, které se dále zpracovává. Druhá část práce je zaměřena na konstrukční návrh optimální varianty, která je zpracována formou modelu v programu Creo Parametric 2.0. V závěru práce je provedeno zhodnocení dosažených výsledků. Výkresová dokumentace diplomové práce doložena sestavným výkresem robotické sekačky v programu AutoCAD.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

BUČEK, M. *The Construction Design of a Service Robot for Grass Area Maintenance: Master's Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2013, 106 p. Thesis supervisor: Ing. Ladislav Kárník, CSc.

In my master's thesis a project of a robotic lawn mower for grass area maintenance is elaborated. At the beginning of the thesis lawn maintenance is described and current robotic lawn mowers on the market are analysed. According to the conclusions of the analysis a datasheet is compiled. Three variants of the conceptual solution of the lawn mower are proposed. Using value analysis, the optimal solution is selected and further processed. The second part of my master's thesis is focused on the structural design of the optimal variant, which is processed as a model in Creo Parametric 2.0 software. In the conclusion of the thesis the results are evaluated. The drawing documentation of the master's thesis is documented by the compiled drawing of the lawn mower made in AutoCAD software.

## OBSAH

<b>0 Úvod.....</b>	<b>13</b>
<b>1 Nasazení servisních robotů.....</b>	<b>14</b>
<b>2 Rozdělení sekaček .....</b>	<b>18</b>
2.1 Sekačka na trávu .....	18
2.2 Robotické sekačky .....	19
<b>3 Sečení trávníku .....</b>	<b>21</b>
<b>4 Analýza robotických sekaček.....</b>	<b>23</b>
4.1 Sekačky společnosti Lizard.....	23
4.2 Sekačky společnosti Robomow .....	24
4.3 Sekačky společnosti Husqvarna.....	25
4.4 Sekačky společnosti SMARTMOWER.....	27
4.5 Sekačky společnosti BELROBOTICS.....	28
4.6 Sekačky společnosti John Deere .....	28
4.7 Sekačky společnosti RoboFlail .....	29
4.8 Sekačky společnosti Spider.....	30
4.9 Přehled robotických sekaček.....	31
4.10 Závěr vyplývající z rešerše .....	33
<b>5 Požadavkový list.....</b>	<b>34</b>
<b>6 Varianty řešení .....</b>	<b>35</b>
6.1 Varianta A .....	35
6.2 Varianta B .....	36
6.3 Varianta C .....	37
<b>7 Výběr optimální varianty .....</b>	<b>39</b>
7.1 Kriteria hodnocení.....	39
7.2 Bodovací stupnice .....	39
7.3 Váha významnosti.....	39
7.4 Hodnocení jednotlivých kritérií .....	40
7.5 Určení významnosti kritérií .....	41
7.6 Výběr optimální varianty .....	43
7.7 Shrnutí výsledků hodnotové analýzy .....	44
<b>8 Konstrukční řešení robotické sekačky .....</b>	<b>45</b>
8.1 Pohonná jednotka pro pohon kol robotické sekačky .....	46
8.1.1 Komutátorový DC motor EC.100.24E .....	47
8.1.2 Dvoustupňová planetová převodovka ECP100/522.....	47
8.1.3 Řídící jednotka PLN40 .....	47

8.1.4 Pružná spojka EKH10.....	48
8.1.5 Článekový řetěz.....	48
8.2 Pohonná jednotka řízení kol.....	51
8.2.1 Šneková převodovka ECM100/40SZSX.....	53
8.2.2 Řídicí jednotka PLN20.....	53
8.2.3 Válečkový řetěz.....	54
8.2.4 Svěrné upínací pouzdro.....	54
8.2.5 Napínací a vodící kladky.....	54
8.3 Žací ústrojí.....	55
8.3.1 Komutátorový DC motor BG 75x50.....	57
8.3.2 Brzda E 100 A.....	57
8.3.3 Pružná spojka EK6.....	57
8.3.4 Ozubený řemen T 5 – DL.....	58
8.3.5 Hnací a hnaná řemenice.....	58
8.3.6 Mini zdvižná převodovka HG2.....	59
8.4 Rám sekačky.....	61
8.5 Krytování sekačky.....	62
8.6 Kola robotické sekačky.....	63
8.6.1 Kola ATV.....	64
8.7 Energetický subsystém.....	65
8.8 Dokovací stanice.....	65
<b>9 Návrh a kontrolní výpočet základních konstrukčních prvků.....</b>	<b>66</b>
9.1 Návrh pohonné jednotky pohonu kol.....	66
9.1.1 Volba pohonu.....	73
9.1.2 Kontrolní výpočet pohonné jednotky.....	74
9.1.3 Brzdění pohonné jednotky.....	75
9.2 Návrh pohonné jednotky řízení kol.....	76
9.2.1 Styk kola s podložkou a přenos sil mezi kolem a terénem.....	76
9.2.2 Volba pohonu.....	83
9.2.3 Kontrolní výpočet pohonné jednotky.....	83
9.2.4 Kontrolní výpočet únosnosti převodovky.....	85
9.3 Návrh výpočtu motoru žacího ústrojí.....	86
9.3.1 Volba motoru žacího ústrojí.....	87
9.4 Návrh řemenového převodu – žacího ústrojí.....	88
9.4.1 Kontrolní výpočet řemenového převodu.....	88
9.5 Výpočet přibližné doby provozu robotické sekačky.....	89
<b>10 Řízení robotické sekačky.....</b>	<b>91</b>

10.1 Kolizní stavy sekačky .....	92
<b>11 Ekonomické zhodnocení .....</b>	<b>93</b>
11.1 Návratnost investic.....	94
<b>12 Závěr .....</b>	<b>96</b>
<b>13 Seznam použitých pramenů .....</b>	<b>98</b>
<b>14 Seznam použitých obrázků .....</b>	<b>100</b>
<b>15 Seznam použitých tabulek.....</b>	<b>103</b>
<b>16 Seznam použitých grafů .....</b>	<b>105</b>
<b>17 Seznam příloh.....</b>	<b>106</b>

## Seznam použitých symbolů a značek

<i>Symbol</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotka</i>
$a_m$	zrychlení sekačky	$[m \cdot s^{-2}]$
$b$	šířka pneumatiky	$[mm]$
$c$	soudržnost zeminy	$[MPa]$
$d_{čř1}$	průměr hnacího řetězového kola	$[m]$
$d_{čř2}$	průměr hnaného řetězového kola	$[m]$
$F_B$	boční síla	$[N]$
$F_f$	valivý odpor	$[N]$
$F_{fK}$	valivý odpor kola	$[N]$
$F_g$	tíhová síla	$[N]$
$F_h$	hnací síla	$[N]$
$F_{hj}$	hnací síla na jednom kole	$[N]$
$F_o$	zatěžující síla na jednom kole	$[N]$
$F_s$	odpor stoupání	$[N]$
$F_v$	vzdušný odpor	$[N]$
$F_z$	odpor zrychlení	$[N]$
$F_{zul}$	max. přenášená síla řemenu	$[N]$
$f_k$	součinitel valivého odporu kola	$[-]$
$G$	celková tíha sekačky	$[N]$
$g$	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$I_c$	celkový odběr proudu robotické sekačky	$[A]$
$i$	počet kol	$[-]$

$i_c$	celkový převodový poměr	[-]
$i_{čř}$	převod článkovým řetězem	[-]
$i_p$	převodový poměr převodovky	[-]
$J_{Ki}$	hmotnostní moment setrvačnosti i-tého kola	[kg·m <sup>2</sup> ]
$K$	kapacita akumulátoru sekačky	[A·h]
$l_{nože}$	délka žacího nože	[m]
$L$	délka otisku pneumatiky	[m]
$M_{hj}$	krouťící moment jednoho hnacího kola	[N·m]
$M_{kb}$	krouťící moment pro otáčení kola	[N·m]
$M_{kp1kolo}$	Krouťící moment otočení 1 kola	[N·m]
$M_m$	krouťící moment motoru	[N·m]
$M_p$	krouťící moment z převodovky	[N·m]
$M_{sk}$	skutečný krouťící moment na hnacím kole	[N·m]
$M_{ø1cm}$	krouťící moment na 1 cm nože	[N·m]
$n$	počet kol sekačky	[-]
$n_{hj}$	otáčky hnacího kola	[min <sup>-1</sup> ]
$n_k$	počet poháněných kol sekačky	[-]
$n_p$	otáčky z převodovky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{sk}$	skutečné otáčky na hnacím kole	[min <sup>-1</sup> ]
$n_m$	otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$P_{hj}$	výkon jednoho hnacího kola	[W]
$P_m$	výkon motoru	[W]
$P_{sk}$	skutečný výkon na hnacím kole	[W]

$p$	počet nožů žacího ústrojí	[-]
$q$	váha významnosti	[-]
$r_k$	valivý poloměr kola	[m]
$r_{ki}$	valivý poloměr i-tého kola	[m]
$S_o$	plocha otisku kola	[m <sup>2</sup> ]
$T$	výdrž akumulátoru mobilního subsystému	[min <sup>-1</sup> ]
$v$	počet voleb	[-]
$v_m$	rychlost manipulátoru	[m·s <sup>-1</sup> ]
$Z_K$	radiální reakce vozovky	[N]
$\alpha$	úhel svahu	[°]
$\eta_{\text{čř}}$	účinnost článkového řetězu	[%]
$\eta_p$	účinnost převodovky	[%]
$\eta_{\text{ř}}$	účinnost řemene	[%]
$\eta_{\text{vř}}$	účinnost válečkového řetězu	[%]
$\vartheta$	součinitel vlivu rotačních částí	[-]
$\rho$	uhel tření zeminy	[ °]
$\mu$	adheze	[-]



## 0 Úvod

Moderní společnost stále klade větší důraz na kvalitu, spolehlivost, přesnost, rychlost a bezpečnost nejen při výrobě, ale i při obslužných činnostech. To vede k stále častějšímu zavádění automatizace a robotizace nejen ve strojírenských, ale také v nestrojírenských oblastech. Nasazení servisních robotů v nevýrobních oblastech stále roste, jejich škála činnosti je velmi rozsáhlá (vysávání a mytí podlahy, čištění plaveckých bazénů a stříhání trávníku, ať už malých kolem vil anebo velkých ploch, např. na golfových hřištích).

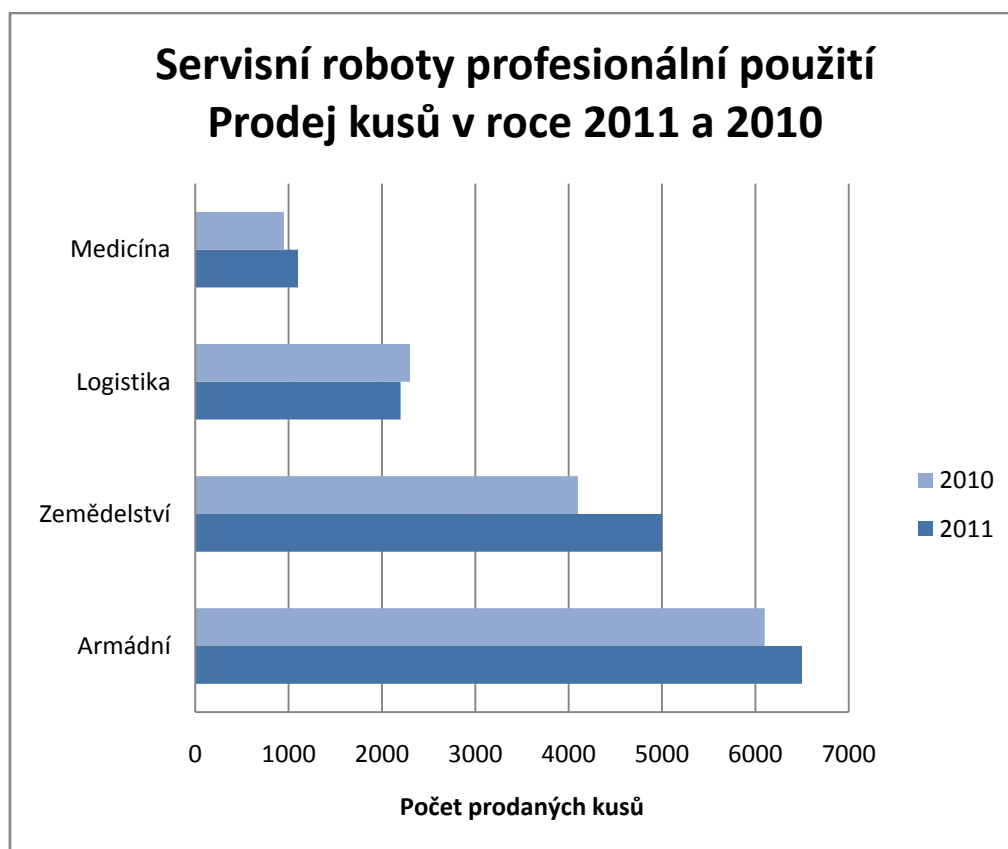
V této oblasti je tak velká poptávka a v důsledku toho tak rozsáhlá výroba, že podle prognózy už vláda jižní Koreje schválila program, podle kterého by měl být v roce 2013 v každé jihokorejské domácnosti alespoň jeden servisní robot. Jednoho dne, nastane situace kdy:“ roboty budou mýt nádobí, žehlit, vařit, nakupovat, chodit na procházku se psem a bruslit s dětmi, budou objednávat dovolenou a vyplňovat daňové přiznání“.

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh servisního robotu pro úpravu travnaté plochy. První část práce bude zaměřena na rozdělení servisních robotů pro jednotlivé aplikace a domácí použití. Dále bude v práci popsáno rozdělení sekaček podle druhu použití, péči o travnatou plochu a analýzu sekaček na našem trhu. Na základě provedené analýzy budou stanoveny požadavky, které musí být dodrženy při konstrukčním návrhu variant. Pomocí hodnotové analýzy bude vybrána varianta, která bude dále zpracována do optimálního řešení. Druhá část práce bude zaměřena na konstrukční řešení robotické sekačky a potřebné výpočty v rozsahu stanoveném vedoucím práce. Optimální varianta robotické sekačky bude zpracována formou modelu v programu CreoParamtric 2.0. Celá práce bude doložena sestavným výkresem robotické sekačky, podsestavným výkresem žacího ústrojí, podsestavným výkresem závěsu kola a výkresem dokovací stanice.

## 1 Nasazení servisních robotů

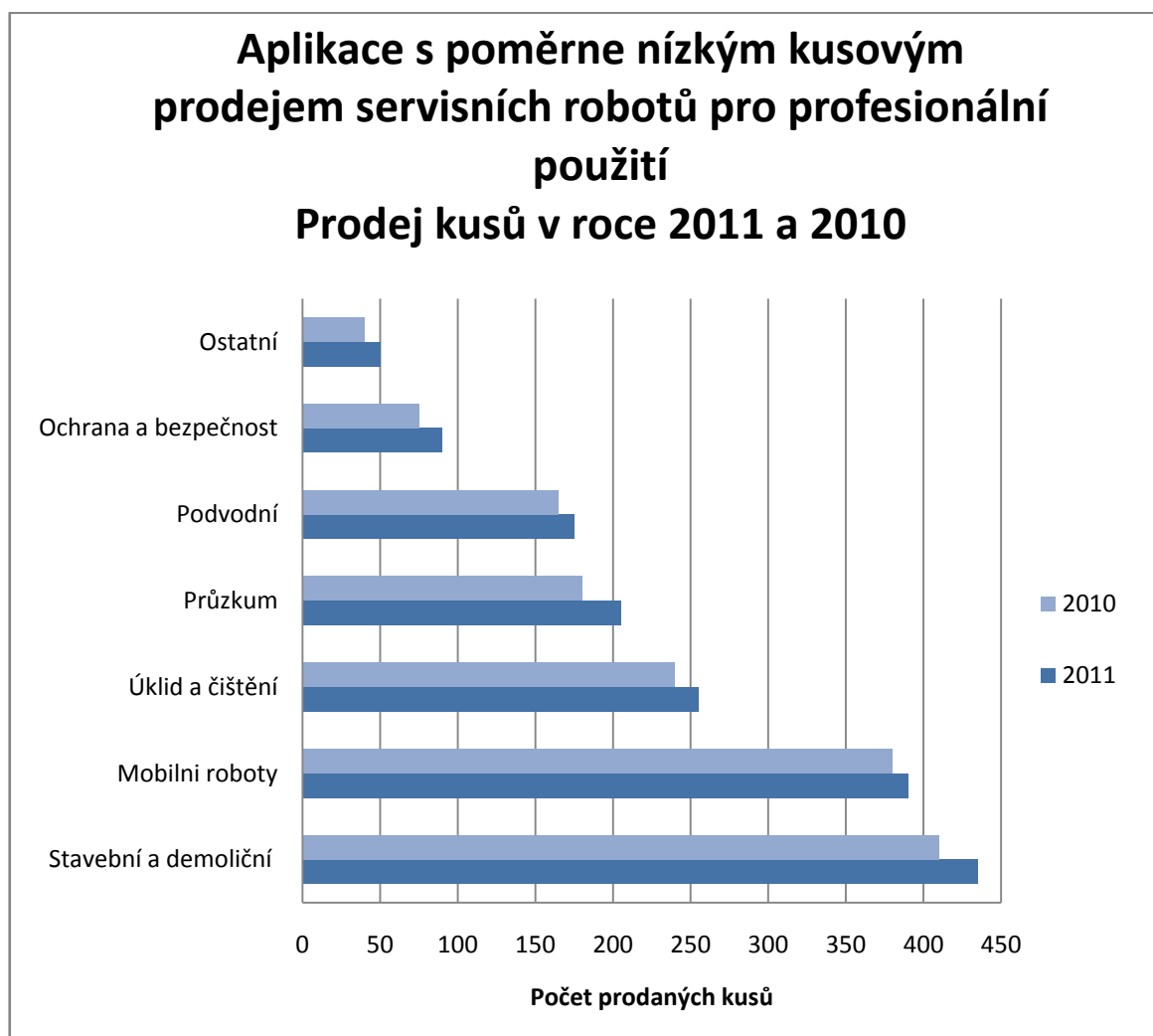
Nasazení servisních robotů s profesionálním použitím stále roste. Asi 16 400 servisních robotů po profesionální použití bylo prodáno v roce 2011, o devět procent více než v roce 2010. Hlásí IFR, statické oddělení v nové studii “WORLD ROBOTICS 2012“. Příjmy vzrostly o šest procent na 3,6 miliardy dolarů.

Armádní roboty s poptávkou okolo 6600 kusů tvořilo 40 procent profesionálních robotů nabízených v roce 2011, mezi nimi jsou hlavně bezpilotní letadla. Roboty pro zemědělství bylo více jak 5000 kusů, zejména automatické dojení, které mělo 11 procentní podíl z celkového prodeje. Nový potenciál logistických systémů a zdravotnických robotů v roce 2011 bylo asi 2100 kusů, logistické systémy (kurýrní systém a logistické systémy pro továrny, zejména automatické prohlídky pomocí vozidel v továrnách) jsou nainstalovány o tři procenta méně než v roce 2010, z toho částka 13 procent z celkových tržeb. Prodej zdravotnických robotů vzrostl v roce 2011 oproti roku 2010 na 1051 kusů. Hlavní aplikace jsou: roboti pro operace a léčbu. Lékařští roboti jsou nejdražší servisní roboti s průměrnou cenou 1 500 000 US dolarů, včetně příslušenství a servisu.



*Graf 1: Hlavní oblasti použití profesionálních servisních robotů ([1])*

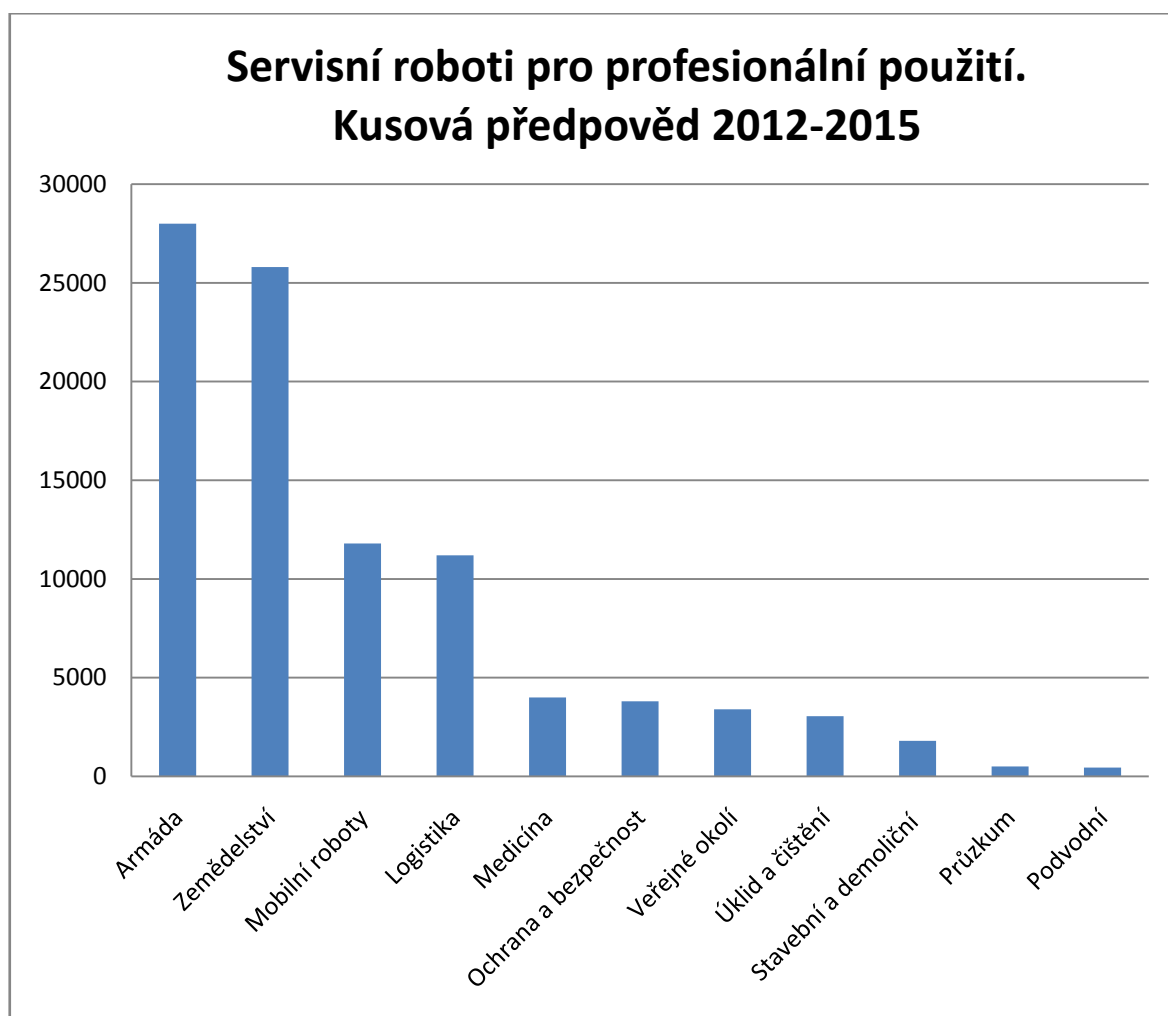
Další servisní roboty s nižšími prodejními čísly jsou stavební a demoliční systémy, roboty pro profesionální úklid a čištění, roboty pro ochranu a bezpečnost, mobilní roboty, podvodní roboty. Podvodní profesionální servisní roboty patří mezi nejdražší, s průměrnou cenou 850 000 US dolarů.



*Graf 2: Aplikace s nízkým kusovým prodejem profesionálních servisních robotů([1])*

Pro období v letech 2012-2015 předpovědi ukazují nárůst o 93 800 kusů nových servisních robotů pro profesionální použití. Z nichž bude asi 28 000 kusů vojenských robotů, následovat budou roboty pro automatické dojení s 25 800 kusy. Obě skupiny odpovídají za 57 procent prognózy servisních robotů. Rychle rostoucí odvětví s mobilními platformami pro všeobecné použití v období 2012-2015 odhadují výrobci servisních robotů přibližně 10 500 kusů servisních mobilních platforem pro všeobecné použití. Tržby logistických systému se výrazně zvýší během tohoto období. Tento odhad je o 10 000 kusů.

V roce 2011 bylo přibližně prodáno 2,5 milionů servisních robotů pro soukromé použití. Mezi tyto servisní roboty pro osobní domácí použití jsou zařazeny zejména: vysavače, čističe podlah a robotické sekačky na trávu. Dále roboty pro volný čas a zábavu: robotické hračky a roboty pro vzdělávání a výzkum. V roce 2011 bylo odhadováno prodej 1 700 000 kusů servisních robotů, pro všechny druhy domácího požití, v hodnotě 454 milionu US dolarů. Z nichž 841 000 kusů zábavních robotů, o 12 procent více než v roce 2010. Mnoho společností, zejména v Asii nabízejí velmi levné “robotické hračky“ na trh. Nicméně, tito výrobci masových výrobků, mají více a více výrobků pro trh domácí zábavy. Prodejní hodnota zábavních robotů dosáhla v roce 2011 166 milionů US dolarů. Odhaduje se, že v období 2012-2015 přibližně 15,6 milionů servisních robotů pro osobní použití budou prodány.([1])



*Graf 3: Předpověď prodeje profesionálních servisních robotův roce 2012-2015.([1])*

Mezi nejčastěji používanými mobilní servisní roboty pro domácí použití v kategorii úklid a údržba patří roboti na vysávání, roboti na vytírání, robotické sekačky, bazénové vysavače.



A



B



C



D

Obr. 1: *Příklad aplikace servisních robotů pro domácí použití*

- |  |              |
|--|--------------|
| <i>A- Robotický vysavač-Kärcher RC 3000</i>              | <i>([2])</i> |
| <i>B- Robot na vytírání -iRobotScooba 230</i>            | <i>([2])</i> |
| <i>C- Robotická sekačka- LIZARD MOWER</i>                | <i>([2])</i> |
| <i>D- Bazénový automatický vysavač-DolphinUltrakleen</i> | <i>([2])</i> |

## **2 Rozdělení sekaček**

### **2.1 *Sekačka na trávu***

Sekačka na trávu či sekačka na pokos obilí resp. obilní sekačka, je specializované zemědělské či zahradnické zařízení, které pomocí jednoho nebo více pracovních nástrojů (obvykle se jedná o nože) zarovnáva travnatý nebo obilní (ale i jiný různorodý rostlinný) povrch do jednotné výšky a také sklízí trávu (senoseč) nebo obilí (žně). Moderní sekačky bývají poháněny motorem a liší se zejména výkonem, konstrukcí a způsobem ovládání. Starší sekačky bývaly poháněny buďto manuální silou, nebo silou zvířete či pomocí traktoru. Lištové sekačky jsou také integrální součástí jiných větších zemědělských strojů (resp. soustrojí) používaných při sklizni obilí jako je obilní kombajn či samovazný stroj (samovaz).

Mohutnější, dražší a výkonnější sekačky, které se používají na větší plochy (tzv. traktůrky), operátor pohodlněji ovládá, obvykle s možností posedu v kabině.

#### **Rozdělení sekaček:**

##### **Podle účelu**

- Travní sekačky
- Obilní sekačky
- Křovinořezy

##### **Podle chodu pracovního nástroje**

- rotační (břit stroje se otáčí - sklizený materiál je zde řezán)
- strunové
- nožové
- řetězové
- bubnové
- vřetenové
- lištové (břity vykonávají kmitavý pohyb sem a tam - materiál je zde stříhán vícečetnými nůžkami na dvou protiběžných lištách)
- samovazný stroj (samovaz)
- obilní kombajn (sklízecí mlátička) sekačka s vlastním pohonem

### **Podle způsobu pohonu**

- s vlastním motorem
- spalovací motor (nejčastěji zážehový)
- elektromotor
- sekačka poháněná cizím pohonem
- manuální lidskou silou
- silou zvířete (kůň, skot)
- silou poháněcího stroje (obvykle spalovací motor vznětový)
- traktorem (jako přídatné nářadí traktoru)

### **Podle způsobu obsluhy**

- nesené (někdy zvané křovinořezy či vyžínače)
- ruční na vzduchovém polštáři
- tlačená či s pojezdem (obsluha sekačku vede)
- pojezdová resp. rider (obsluha na sekačce sedí)
- malotraktor, traktor (sekačka je nástrojem víceúčelového samohodného stroje)
- autonomní (robotická sekačka seče travu bez potřebné obsluhy sama)

([3])

## **2.2 Robotické sekačky**

Robotické sekačky jsou plně automatická a nevyžadují přítomnost člověka. Nebudete muset trávit hodiny sekáním trávníku běžnou sekačkou.

Oproti běžným sekačkám je robotická sekačka tišší a díky nízké spotřebě energie pracují za zlomek nákladů běžných sekaček.

Může pracovat 24 hodin denně, dobu sečení lze předem naprogramovat. Robotická sekačka je ekologická, neboť ke svému pohonu používá elektromotory, takže při sekání nemusíte vdechovat škodlivé emise a jsme šetrní k životnímu prostředí. ([4])

## Princip sečení robotické sekačky

Veškeré robotické sekačky pracují na principu sečení mulčování.

Mulčování je stále oblíbenější způsob údržby nepravidelně sečených travních ploch. Jde o ekologickou likvidaci trávy a plevelů. Princip spočívá v tom, že travní porost, při správném systému sečení, speciálně tvarovaným nožem rozemele trávu na drobné kousky, které zůstanou ležet na pozemku a tím odpadá starost kam s travním odpadem. Nemusíte se dít s posečenou trávou.

Mulčovat můžete v podstatě veškeré udržované travní plochy, přerostlou trávu, plevel, nálety a ostatní biologický odpad (likvidace bramborových natí, chmelového odpadu atd.), sady, plochy kolem silnic, příkopy, mulčovače jsou vhodné pro komunální služby.

Trávník	Výška sečení	Počet sečí za vegetaci
Reprezentační	15-30	20-40
Sportovní	30-40	25-45
Užitkový	35-40	3-20
Krajinný	60-80	1-3

Tab. 1: Počet sečení za vegetaci

([5])



### 3 Sečení trávníku

Při nevhodném sekání může dojít k silnému či nevratnému poškození kořenů a výsledný efekt nevzbuzuje dobrý estetický dojem.

Sečením udržíte potřebnou výšku trávníku, která je daná jednotlivými druhy trávníku. Pravidelným sečením podpoříte odnožování trávníku a dosáhnete dostatečného zárůstu a kvalitního vzhledu travnaté plochy. Jednotlivé travní druhy reagují rozdílně na intenzitu a výšku sekání. Častost sekání pak závisí na druhu, funkci trávníku, počasí a typu podnebí.

Sekejte podle rychlosti dorůstání, a to tak, abyste při každém sekání snížili výšku trávníku o maximálně 1/3 výšky. To v praxi znamená, že po návratu z dlouhé dovolené trávník neposečete najednou, ale vždy jen o 1/3 výšky, v odstupu několika dní, než dosáhnete požadované výšky trávníku, s tím souvisí objektivní skutečnost, že čím relativně výše trávník sekáte, tím méně je stresován horkem a suchem v letním období. Při vyšší výšce trávníku a dobrém zavlažování si optimálně drží vlhkost a lépe řídí svůj vodní režim. Tím nedochází k jeho žloutnutí.

První sečení po výsevu provádějte až při výšce trávníku 6 – 8 cm, kdy by mělo dojít ke snížení na 5 – 6 cm. Postupným sečením v pravidelných rytmech se přiblížíte požadované výšce trávníku.

#### **Péče o trávník v prosinci, lednu a únoru**

Prosinec, respektive jeho začátek, je poslední příležitostí, kdy můžete pohnojit váš trávník, pokud jste to na podzim nestihli. Doporučujeme travní osivo s vyšším obsahem draslíku.

Až napadne sníh, neshrabávejte ho stále na jedno místo trávníku. Zatěžujete ho a nahromaděný sníh působí jako izolant a vytváří tak přátelské prostředí pro různé sněžné plísně a houby. Šetřete svůj trávník a zbytečně se po něm neprocházejte, ať už je zmrzlý či rozmrzlý, na jaře se vám královsky odvděčí.

#### **Péče o trávník v březnu a dubnu**

V případě, že na vašem trávníku ještě leží vrstva sněhu, ponechte trávník v klidu, nezatěžujte ho, ani chozením. Předejdete tak napadení trávníku houbovými chorobami. První co vás čeká za práci na vašem trávníku je vertikutace.

## **Vertikutace**

Vertikutace a přihnojení trávníku se provádí při jarním oteplení, na přelomu března a dubna. Vertikutací se odstraňuje mech a travní plst', neboli nahromadění odumřelých částí rostlin, zbytků posekané trávy, plevelů a mechu. Ty časem utvoří na trávníku nepropustnou vrstvu, která brání pronikání vody a výměně plynů. Dochází rovněž ke zkracování kořenového systému trávníku. v suchých obdobích pak trávník rychle usychá, protože kořeny nedosáhnou na hlouběji, v půdě uloženou vláhu. Za pomoci vertikutáčních nožů přesekáte travní výběžky a podpoříte tak tvorbu nových výhonků a omladíte trávník. Neméně důležité je i narušení a omezení růstu plevelů. Vertikutací zároveň lehce provzdušníte povrch půdy, ten pak lépe přijímá vláhu, živiny a vzduch. Nepříliš hluboká vertikutace prováděná dvakrát ročně je neoptimálnějším způsobem, jak se zbavit nepříjemných důsledků travní plsti.

### **Jak vertikutace funguje**

Všechny druhy vertikutátorů jsou vybaveny ostrými noži. Při samotné vertikutaci se nože zařezávají svisle do travního drnu až do maximální hloubky 3 mm a odstraňují z něj travní plst'. Při tomto opatření je důležitý pokud možno těsný odstup vertikutáčních nožů, aby se vrstva plsti intenzivně rozřezala a aby se odumřelý rostlinný materiál mohl z drnu pečlivě odstranit. Předpokladem pečlivé vertikutace je plynulé nastavení hloubky vertikutace na vertikutátoru. Vertikutace se provádí za sucha, aby odstranění travní plsti bylo co nejefektivnější. Před vertikutací posekejte trávník na výšku 3 až 4 cm. Nože vertikutátoru nastavte tak, aby se pouze dotýkaly půdy. Nastavení provádějte vždy bez chodu motoru pokud možno na rovné ploše (beton, dlažba). Příliš hluboká vertikutace poškozuje kořenový systém i rostliny samotné a navíc jsou motor i nože vystaveny nadměrnému zatížení a silně se opotřebovávají.

### **Kdy použít vertikutátor**

Nejvhodnější pro vertikutaci je suchý trávník asi 2 dny po posledním dešti. Vertikutaci provádějte pás po pásu v podélném směru. Doporučená hloubka vertikutace je 2 až 3 mm, kdy se vertikutáční nože půdy jen lehce dotýkají. Vhodná doba pro vertikutaci trávníku je v období březen/duben a srpen/září. Trávník vypadá po vertikutaci poničený, to je normální jev. Pokud se vám objevily větší holé plochy, vzniklé odstraněním plevelů, dosejte je vhodnou travní směsí.

([6])

## 4 Analýza robotických sekaček

### 4.1 Sekačky společnosti Lizard

#### *Lizardmower M480*

Série M zahrnuje spektrum modelů, které mohou pracovat uvnitř plochy definované obvodovým vodičem během dne i noci. Obvodový vodič je upevněný na povrch nebo pod povrchem až do 5 cm hloubky. Tyto sekačky jsou vyvinuté pro sečení zahrad s velikostí do 3000 m<sup>2</sup> se sklonem do 27°. M série může sekat více než jednu plochu. Sečení trávy je časté a použitelné i pro plochy, kde je potřeba dosáhnout nejlepších výsledků, např. golfová hřiště. Po naprogramování robot sám seče a automaticky dobíjí své baterie. Pokud potřebuje baterie dobít, následuje obvodový vodič do nabíjecí stanice. Po dokončení nabíjení robot začne znovu sekat trávu na základě nastavení a to zcela bez emisí škodlivých zplodin. V případě nízké kapacity baterií a absence obvodového kabelu se robot automaticky zastaví. ([2])



Obr. 2: *Lizardmower M480*

#### *Lizardmower S14*

Série S reprezentuje novou generaci robotů pro péči o zahradu. Díky nové, patentované technologii, nepotřebují instalaci obvodového vodiče. Pomocí čidel dokážou rozpoznat travnatý povrch. Pokud se sekačka ocitne mimo trávník nebo narazí na překážku, sama změní směr jízdy. Obsluha je velmi jednoduchá. Nároky na umístění jsou minimální. Robot potřebuje pouze tři hodiny nabíjení na suchém a krytém místě. Pak je připravený starat se až o cca 400 m<sup>2</sup> vaší travnaté plochy se sklonem až 27°. Série S představuje ekonomické a ekologické řešení pro malé zahrady. Pracuje velmi tiše, zvládne sekat také v noci, a to vše bez emisí a škodlivých zplodin. ([2])



Obr. 3: *Lizardmower S14*

## 4.2 Sekačky společnosti Robomow

### RM510

Sekačka RM510 je určena pro trávníky s plochou do 500m<sup>2</sup>. Plně automatická sekačka, která seká trávu za vás. Sekačku RM510 vám doporučujeme tehdy, pokud je plocha vašeho trávníku menší než 500 m<sup>2</sup> se sklon do 18°. Díky dokovacímu systému a nabíjecí stanici je sekačka plně automatická. Stačí pouze nastavit týdenní program a RM510 v nastavené dny a časy sama vyjede z nabíjecí stanice. Na konci každé operace se Robomow vrátí zpět do nabíjecí stanice, kde zůstane až do následující plánované operace sečení. ([7])



Obr. 4: Robomow RM510

### City 120

Sekačka trávníků City 120 je doporučována pro trávníky do 1 500 m<sup>2</sup> se sklonem do 15°. Sekačka trávníků Robomow City 120 je vrcholem mulčovacích sekaček se třemi břity o délce 53 cm, které posekanou trávu nejen recyklují a dodávají tak další organickou výživu do půdy díky inovativnímu procesu grasscycling, ale také vytvářejí daleko dokonalejší vzhled než tradiční ruční sekačky. Tento model sekačky přichází v plné výbavě a zahrnuje automatizovaný sekací systém, základnovou stanici, baterie a obvodový drát pro okraj trávníku. Tato sekačka je schopná sekát za svými koly, tím pokryje větší sečnou plochu a zaručuje kvalitní střih. Snadné naprogramování dnů a časů, kdy chcete, aby City 120 pracovala. Robomow 120 vyrazí na cestu automaticky v časech, které jste mu naplánovali, poseká váš trávník a vrátí se zpět do své základnové stanice na konci každého cyklu. Poté se sám dobije a počká na další naplánované sekání.([7])



Obr. 5: Robomow City 120

## ***RL2000***

Sekačka RL2000 je určena pro trávníky s plochou do 2000 m<sup>2</sup> a sklonem do 15°. V přehledném menu RL2000 stačí pouze nastavit týdenní program a pak už jen můžete sledovat, jak sekačka v nastavené dny a časy sama vyjede z nabíjecí stanice. RL2000 ani nevyžaduje dobíjení baterií během sekání. Tento konkrétní



Obr. 6: *Robomow RL2000*

model sekačky má záběr 53 cm a je vybaven třemi robustními noži s funkcí mulčování a zároveň využívá nejmodernější technologii recyklace posekané trávy. Posekanou travu díky tomu není třeba sbírat – nadrobno posekaná tráva zůstává ležet v trávníku, kde při svém rozkladu do půdy uvolňuje prospěšnou organickou hmotu a živiny. ([7])

## ***4.3 Sekačky společnosti Husqvarna***

### ***AUTOMOWER® 220 AC***

Tato sekačka je vhodná pro travnaté plochy o rozloze do 1800 m<sup>2</sup> a se sklonem do 35°. Sečení a nabíjení je prováděno automaticky. Jakmile sekačka potřebuje dobít baterie, vrátí se sama do nabíjecí stanice, nabije své akumulátory a pokračuje dále v sečení. Protože tato sekačka seče travu téměř neustále, je výsledek posečené travnaté plochy vynikající. Pomocí klávesnice a displeje lze sekačku naprogramovat, aby odvedla prvotřídní práci i na travnatých plochách, které mají komplikovaný tvar.([8])



Obr. 7: *AUTOMOWER® 220 AC*

### ***Automower® SOLAR HYBRID***

Sekačka Automower® Solar Hybrid je první plně automatickou sekačkou na světě, která je částečně poháněna sluneční energií. Brilantní pro váš trávník, skvělá pro vaše svědomí, lepší pro naši planetu. Výrobek využívá podstatně méně energie než kterákoli konvenční sekačka na trávu. A to z toho důvodu, že mimo nabíjecí stanice má k dispozici ještě velký, integrovaný solární panel. Pokud je k dispozici denní světlo, umožní sluneční energie prodloužit délku sečení do té doby, než bude nezbytné nutné dobít články akumulátoru. Znamená to, že poseká trávu v kratším čase, při nižší spotřebě energie a prodloužené životnosti baterie. Sekačka je vhodná pro plochy o maximálním sklonu 35° a rozloze 2200 m<sup>2</sup> v závislosti na světelných podmínkách. ([8])



Obr. 8: *Automower® Solar Hybrid*

### ***AUTOMOWER® 265 ACX***

Automower® 265 ACX je sekačka určená pro poloprofesionální použití při podnikání nebo pro úpravu veřejných ploch do 6000 m<sup>2</sup> se sklonem do 35°. Jako všechny robotické sekačky značky Husqvarna se nabíjí a pracuje sama bez dozoru. Pokud cokoliv naruší její provoz, 265 ACX odešle textovou zprávu na váš mobilní telefon. Díky velmi velké kapacitě sečení, nízké hlučnosti a nulovým požadavkům na pracovní sílu je sekačka Automower® 265 ACX vhodná pro používání v tichém prostředí, jako jsou nemocnice, hotely, rekreační zařízení a kancelářské komplexy. Jednoduše stále seče ve dne v noci, za deště nebo slunečného počasí, a tak vám umožní, abyste se věnovali svým záležitostem. ([8])



Obr. 9: *Automower® 265 ACX*

#### 4.4 Sekačky společnosti SMARTMOWER

##### *SmartMower 2000*

Nová generace inteligentní robotické sekačky pro usnadnění každodenní údržby Vašeho trávníku o rozloze 2000 m<sup>2</sup> a maximálním sklonu 30°. Automaticky poseká, pokud detekuje vybitou baterii nebo začne pršet, sama vyhledá dobíjecí stanici, kde se samočinně dobije a pokračuje v sečení. Inteligentní systém vyhýbání se překážkám zajišťuje ultrazvukový sonar. Několik režimů sečení zajistí dokonalost vašeho trávníku. V sadě je též sada 'oplocení' pro zamezení pohybu v místech, kam nechcete, aby sekačka zajížděla. Sekačku lze také ovládat přiloženým dálkovým ovládáním. ([2])



Obr. 10: *SmartMower 2000*

##### *Denna L600*

Denna L600 je automatická sekačka, která seče trávu samostatně. Vše co musíte udělat je položit ji na trávu a zmáčknout tlačítko GO. Radiový dálkový ovladač je součástí dodávky. Dobíjení probíhá automaticky v dobíjecí stanici. Lithiová baterie s velkou kapacitou zaručuje dlouhou dobu sečení robota. Inteligentní sečení dvěma způsoby v přímce a v "Z" linii. Prevence kolize dvěma způsoby, infračervený detektor a smyslový orgán. Pohodlná práce s možností naprogramování, jednoduché ovládání na displeji tlačítkem a dálkovým ovládáním. Spolehlivé zabezpečení sekacích nožů, automatická detekce překážek a výměna baterie bez použití náradí. Jednoduché nastavení výšky sečení bez použití náradí. ([2])



Obr. 11: *Denna L600*



#### 4.5 *Sekačky společnosti BELROBOTICS*

##### **GREENMOW®, PARKMOW® a BIGMOW®**

Belgické robotické sekačky GREENMOW® , PARKMOW® a BIGMOW® z produkce firmy Belrobotics jsou vysoce výkonné robotické sekačky určené pro plochy až do rozlohy 20 000m<sup>2</sup>. Vhodné pro parky, zámecké zahrady, zatravněná hřiště. Oproti konvenčnímu sekání nabízí velkou úsporu nákladů (nízká energetická náročnost, nízké náklady na provoz). Svahová dostupnost až 30%, detekce překážek je řešena sonarem, a je vybavena NiCd baterie s vysokým počtem nabíjecích cyklů. Sofistikovaný program řídicího počítače zajišťuje, že každý čtvereční metr země je posekán minimálně 3 krát, bez ohledu na tvar pozemku. Pracuje rychlostí GREENMOW® 2,1 km/hod až BIGMOW® 3,6km/hod . Polyetylenová karoserie je namontována na hliníkový podvozek. Nízká hmotnost, společně s technologickými řešeními znamená, že sekačky Belrobotics nezanechávají žádné stopy na trávě.([2])



Obr. 12: GREENMOW®



Obr. 13: PARKMOW®



Obr. 14: BIGMOW®

#### 4.6 *Sekačky společnosti John Deere*

##### **Tango E5**

Tango E5 je navržen tak, aby váš trávník udržoval automaticky, a vy můžete svůj čas věnovat důležitějším věcem. Je navržen, inovován a vyroben tak, aby splnil i ty nejnáročnější požadavky. Automatická sekačka Tango E5 nastavuje nový standard držby trávníků. Plně automatický pohyb. Pracuje za jakéhokoliv počasí a v kteroukoliv denní dobu. Extrémně tichý. ([9])



Obr. 15: Tango E5



#### 4.7 Sekačky společnosti RoboFlail

##### *RoboFlailone*

Robotická sekačka poháněna benzínovým motorem od firmy Kawasaki. Tento motor pohání dvě hydraulická čerpadla pro řetězové pohony a řezací systém, který využívá spouštění pomocí magnetické spojky. Tato sekačka je řízená rádiem, pomocí dálkového ovladače. Koncepte pohonu RobotFlail ukazuje svůj výkon tam, kde ostatní sekačky zaostávají. Velké svahy (55°) nebo písčité půdy, které sekačka bezpečně překoná i bez použití navijáku. Robustnost, snadná údržba a bezpečnost, byli první tři priority pro rozvoj této sekačky.([10])



Obr. 16: *RoboFlailone*

##### *RoboFlailVario*

Robotická sekačka poháněna naftovým motorem od firmy Yanmar s nádrží o objemu 30 litrů. Řízena dálkově pomocí radiové vysílačky. Při sečení trávy ve svahu se celý motor automaticky naklápí pro lepší těžiště stroje. Tato sekačka disponuje velkou robustností a nosností až 500kg. Disponuje také různými nástavby pro léto, několik řezacích systémů, obraceč sena a štěpkovač. Nebo pro zimní účely sněhová fréza nebo sněžný pluh. ([10])



Obr. 17: *RoboFlailVario*

#### 4.8 *Sekačky společnosti Spider*

##### *Spider MINI*

Spider MINI je nejmenší model z řady sekaček Spider se záběrem sečení 56 cm a výkonem motoru 6,5 koní. Dálkové ovládání zajišťuje kontrolu pojezdu, řízení a dává obsluze možnost stroj nastartovat a nouzově vypnout. Ostatní funkce,



Obr. 18: *Spider MINI*

jako regulace výšky sečení, či spínání žacího nože jsou ovládány ručně a přímo na stroji. Sekačka je osazena originálními řetězovými převody, které zaručují bezúdržbový provoz, umožňují snížit těžiště stroje, celkově stroj zlevňují a zjednodušují. Průmyslové dálkové řízení zaručuje maximální bezpečnost pro operátora, který již nemusí být osobně přítomen na svahu a riskovat své zdraví. Sekačka Spider MINI najde uplatnění na menších, ale obtížně přístupných plochách, jako jsou pozemky kolem horských hotelů, fotovoltaické elektrárny, hráze rybníků, farmy apod. Kvalita sečení však umožňuje použití stroje i na zahradách, v parcích a jiných intenzivně udržovaných plochách.([11])

##### *Spider ILD02*

Rádiem dálkově řízená svahová sekačka SPIDER ILD02 je určena pro údržbu členitého a nepřístupného terénu do sklonu 40 stupňů. Zároveň je však velmi dobře použitelná na sečení rovných ploch. Sekačka je konstruována tak, aby si poradila s náletovými dřevinami, ruderálním porostem a dlouhodobě nesečenou trávou, ale i s



Obr. 19: *Spider ILD02*

úpravou parkových ploch, kde je vyžadována vysoká kvalita zástřihu. Obecně je stroj Spider ILD02 koncipován pro sečení rozlehlých ploch. Sekačka Spider ILD02 je vynikající zvláště při sekání svahů kolem komunikací, při údržbě vojenských a armádních prostor (hangáry, muniční sklady), zemědělských a sadařských ploch, říčních toků a vodních děl - zejména přehrad a protipovodňových valů, zatravněných skládek, elektráren, elektrických rozvodů, letišť, horských hotelů a při údržbě sjezdovek a parků. ([11])

#### ***4.9 Přehled robotických sekaček***

Pro větší přehlednost a porovnání jednotlivých robotických sekaček na trhu mezi sebou, byla zhotovena tabulka se základními technickými parametry jednotlivých typů sekaček z analýzy.

Všichni výrobci neudávají všechny parametry pro srovnání jednotlivých sekaček, proto není tabulka zcela vyplněna u všech typů sekaček. Bylo velmi obtížné zhodnotit sekačky celkově, proto byl stanoven pouze závěr, vyplívající z analýzy robotických sekaček (viz str. 33).

<i>Parametry</i>	<i>Výrobce sekačky</i>	<i>Hmotnost</i>	<i>Záběr sečení</i>	<i>Výška sečení</i>	<i>Sečná plocha</i>	<i>Rychlost posuvu</i>	<i>Sklon</i>	<i>RozměrD xŠxV</i>	<i>Pohon</i>	<i>Doba sečení</i>	<i>Doba nabíjení</i>	<i>Cena</i>
<i>Název sekačky</i>	<i>[-]</i>	<i>kg</i>	<i>[cm]</i>	<i>[mm]</i>	<i>[m²]</i>	<i>[m/min]</i>	<i>[°]</i>	<i>[cm]</i>	<i>[-]</i>	<i>[hod]</i>	<i>[hod]</i>	<i>[Kč]</i>
<b>Lizardmower M480</b>	Lizard	11,8	29	20-60	3000	25	27	61x41x26,5	Elektro	4,5	/	78990,-
<b>Lizardmower S14</b>	Lizard	7,9	25	34,4	400	16	27	41x22x35,5	Elektro	3,5	/	35990,-
<b>RM510</b>	Robomow	15,2	20	25-80	500	/	18	64x52x30	Elektro	3,2	16	37700,-
<b>City 120</b>	Robomow	36,9	53	26-63	1500	/	15	89x66,5x31,5	Elektro	/	2	48403,-
<b>RL2000</b>	Robomow	37,8	53	26-63	2000	/	15	89x66,5x31,5	Elektro	/	/	49900,-
<b>AUTOMOWER® 220</b>	Husqvarna	9	22	20-60	1800	28	35	71x51x30	Elektro	0,8	0,8	54990,-
<b>Automower® SOLAR HYBRID</b>	Husqvarna	10	22	20-60	2200	32	35	71x55x31	Elektro / Solární	1	0,8	69990,-
<b>AUTOMOWER® 265 ACX</b>	Husqvarna	12,9	32	20-60	6000	/	35	80x70x31	Elektro	0,8	1,2	109240,-
<b>SmartMower 2000</b>	SMARTMOWER	22	25,5	25-60	2000	20	30	70x48x27	Elektro	3	3,5	25990,-
<b>Denna L600</b>	SMARTMOWER	14	24	30-60	700	36	30	62x490x30	Elektro	3	6	34700,-
<b>GREENMOW®</b>	BELROBOTICS	26	44	22-90	5000	35	30	67x80x35	Elektro	/	/	199900,-
<b>PARKMOW®</b>	BELROBOTICS	36	65	22-65	9000	47	30	96x94x46,5	Elektro	/	/	276000,-
<b>BIGMOW®</b>	BELROBOTICS	51	105	22-80	20000	60	30	120x120x50	Elektro	/	1	399900,-
<b>Tango E5</b>	John Deere	15,3	32	19-102	1800	/	35	77,5x53,5x36	Elektro	1	1,5	55000,-
<b>RoboFlailone</b>	RoboFlail	650	122	75-150	4560m/hod	166	55	130x180x100	Benzín	/	30l	807720,-
<b>RoboFlailVario</b>	RoboFlail	850	150	75-300	5000m/hod	134	55	180x125x104	Diesel	/	30l	920990,-
<b>Mini</b>	Spider	130	56	40-90	750m/hod	67	30	104x90x60	Benzín	1l/hod	4l	144000,-
<b>ILD02</b>	Spider	335	123	70-140	7000m/hod	134	41	164x143x92	Benzín	3l/hod	8l	576000,-

#### 4.10 Závěr vyplývající z rešerše

Na základě provedené analýzy robotických sekaček pro údržbu travnatých ploch, principu sečení trávniku a analýzy dostupných sekaček na našem trhu, bylo stanoveno několik závěrů. V současné době je na trhu relativně velké množství robotických sekaček od celosvětově známých firem. Mezi nejvýznamnější dodavatele sekaček patří společnosti Husqvarna, Lizard, Robomow, Smartmower, Belrobotics, John Deere, RoboFlail, Spider. Ve svém sortimentu mají širokou škálu robotických sekaček nejen pro domácí účely, ale i pro profesionální použití na sečení travnatých ploch okolo hotelů, zámků, golfových hřišť, sadů, ale také přehrad a hůře dostupných prostředí.

Princip sečení robotických sekaček spočívá v mulčování. Mulčováním se tráva rozseká na miniaturní kousky a propadne ke kořenům trávniku. Kupodivu se tím tráva nezanese plstí, mulč ji naopak chrání před ztrátou vlhkosti a snižuje spotřebu hnojiva.

Pohonů robotických sekaček lze rozdělit do dvou základních skupin, sekačky pohaněné elektrickým motorem a sekačky pohaněné spalovacím motorem.

Sekačky pohaněné spalovacím motorem jsou zaměřeny pro profesionální použití, jsou řízeny obsluhou pomocí dálkového ovladače, musí tedy být přítomna fyzická osoba pro řízení sekačky a její kontrolu. Sekačky pohaněné elektromotorem jsou menšího výkonu než na pohon spalovací. U těchto typu sekaček není potřeba fyzická osoba pro řízení. Jejich vytyčení sečné plochy je buď pomocí napájeného drátu, kterým musíme „oplotit zahradu“ sekačka má stanoveno kde všude může sekat a druhá varianta je pomocí GPS souřadnic a senzorů, kterými jsou tyto sekačky vybaveny.

V rešerši bylo porovnáno 18mnáct typů robotických sekaček, žádná z dostupných sekaček není plně autonomní, nemá dálkové nastavení výšky sečení a nedokáže překonat větší překážku.

<b>Záběr sečení [cm]</b>	29 - 150
<b>Sečná plocha [m<sup>2</sup>]</b>	400 - 20 000
<b>Sklon terénu [°]</b>	15 - 55
<b>Hmotnost [kg]</b>	7,9 - 850
<b>Max. rozměry (d x š x v) [cm]</b>	180x125x104
<b>Cena [Kč]</b>	25 990 - 920 990
<b>Pohon[-]</b>	elektrický, naftový, benzínový, solární

Tab. 2: Závěr vyplývající z rešerše

## 5 Požadavkový list

V požadavkovém listu jsou základní požadavky, které musí být bezpodmínečně splněny při návrhu robotické sekačky.

### Obecné požadavky

- **Oblast použití:** Outdoor
- **Činnost:** sečení velkých travnatých ploch
- **Dodatečná činnost:** výsev, postřik (zima úklid sněhu)
- **Pohon:** elektromotorem
- **Hmotnost:** do 130kg
- **Pořizovací náklady:** do 250 000,- Kč
- **Max. rozměry (š x v x d):** 800x800x700
- **Dobíjení baterii:** dokovací stanice
- **Uskladnění:** v budově (dokovací stanice)
- **Ochrana proti krádeži:** alarm a GPS lokátor
- **Zdroj napájení:** 12-24V

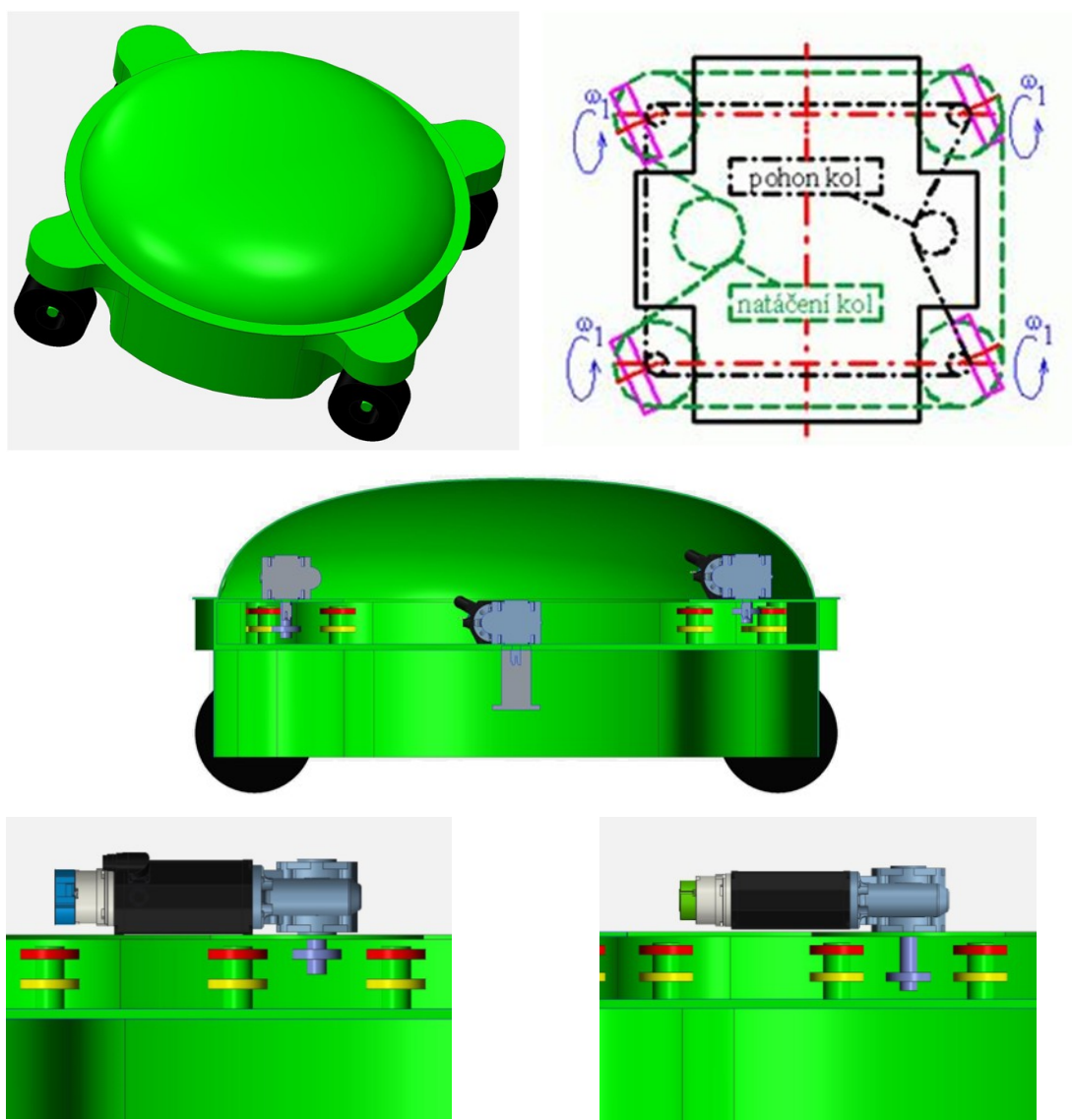
### Podvozek a žací ustrojí

- **Velikost přejížděné překážky:** 30-50mm
- **Sklon terénu:** max. 30°
- **Rychlost sekačky:** 4km/hod
- **Nastavení výšky sečení:** elektricky
- **Výška sečení:** 32-80 mm
- **Sečná plocha:** 15 000m<sup>2</sup>
- **Doba sečení:** min. 90 minut
- **Řízení:** podle naprogramované dráhy, detekce překážek + autonomní vyhnutí, GPS

## 6 Varianty řešení

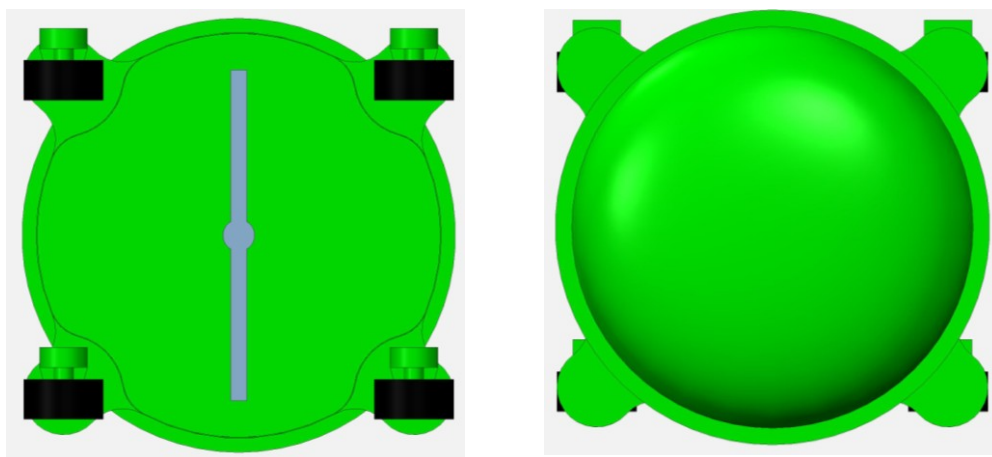
### 6.1 Varianta A

První navržená varianta servisního robota pro údržbu travnaté plochy má kolový podvozek se synchronním řízením čtyř kol. Největší výhodou synchronního řízení je v menší složitosti konstrukce s ohledem na vnitřní geometrii a vysokou manévrovací schopnost. Natáčení a pohon kol zajišťují celkem dva motory, pomocí řetězových rozvodů. Žací ústrojí pro sečení trávy je uloženo ve spodní části podvozku. Jeden velký dlouhý ostrý břit zajišťuje sečení travnaté plochy (tento břit může být nahrazen i několika malými břity, kdybychom chtěli zvětšit sečný záběr sekačky).



Obr. 20: A: 3D model navržené varianty A

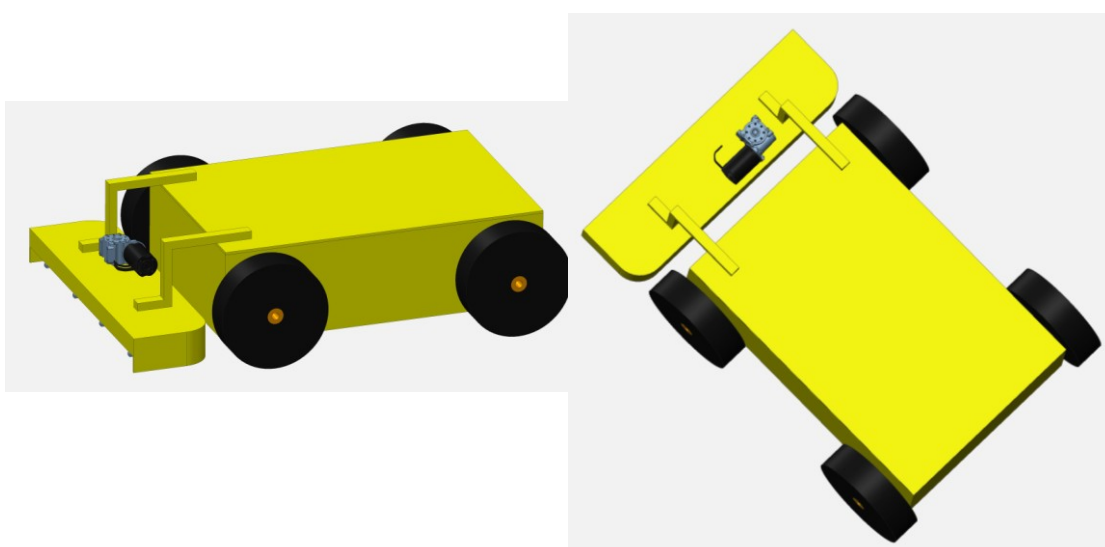




Obr. 21: *A:3D model navržené varianty A*

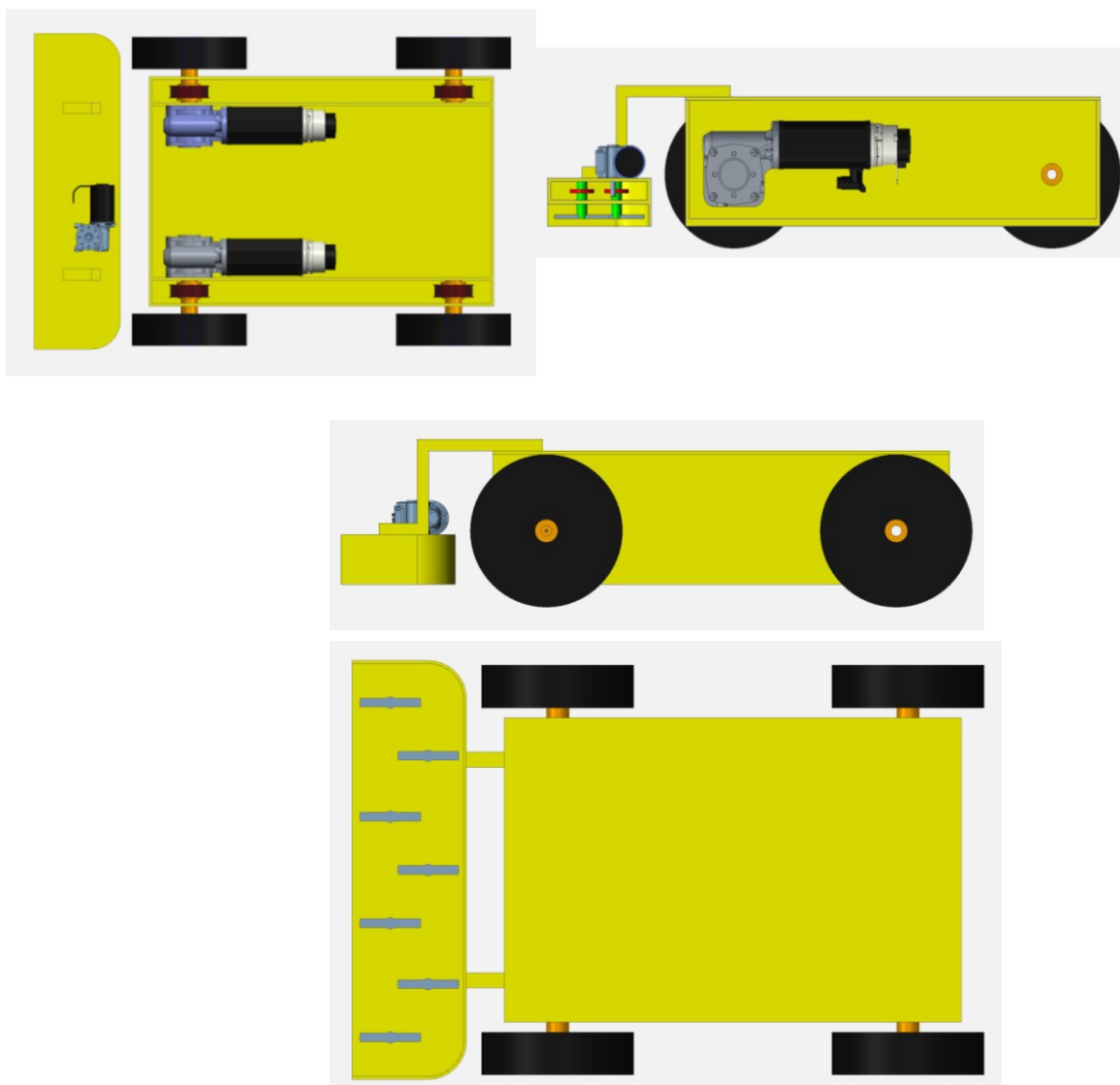
## 6.2 Varianta B

Druhá navržená varianta servisního robotu pro údržbu travnaté plochy má čtyřkolový podvozek, který je řízen smykem. Pohon a natočení podvozku je zajištěn pomocí dvou stejných motorů. Řemenovým převodem je přenášen kroutící moment na kola každé strany podvozku. Žací ústrojí je připevněno na rám před podvozkem sekačky. Sečení travnaté plochy je zajištěno za pomoci 7 malých ostrých břitů, tyto břity jsou poháněny motorem a řemenovým rozvodem. Velká nevýhoda tohoto řešení je při najíždění sekačky na svah, může dojít ke kolizi žacího ústrojí s terénem.



Obr. 22: *B:3D model navržené varianty B*

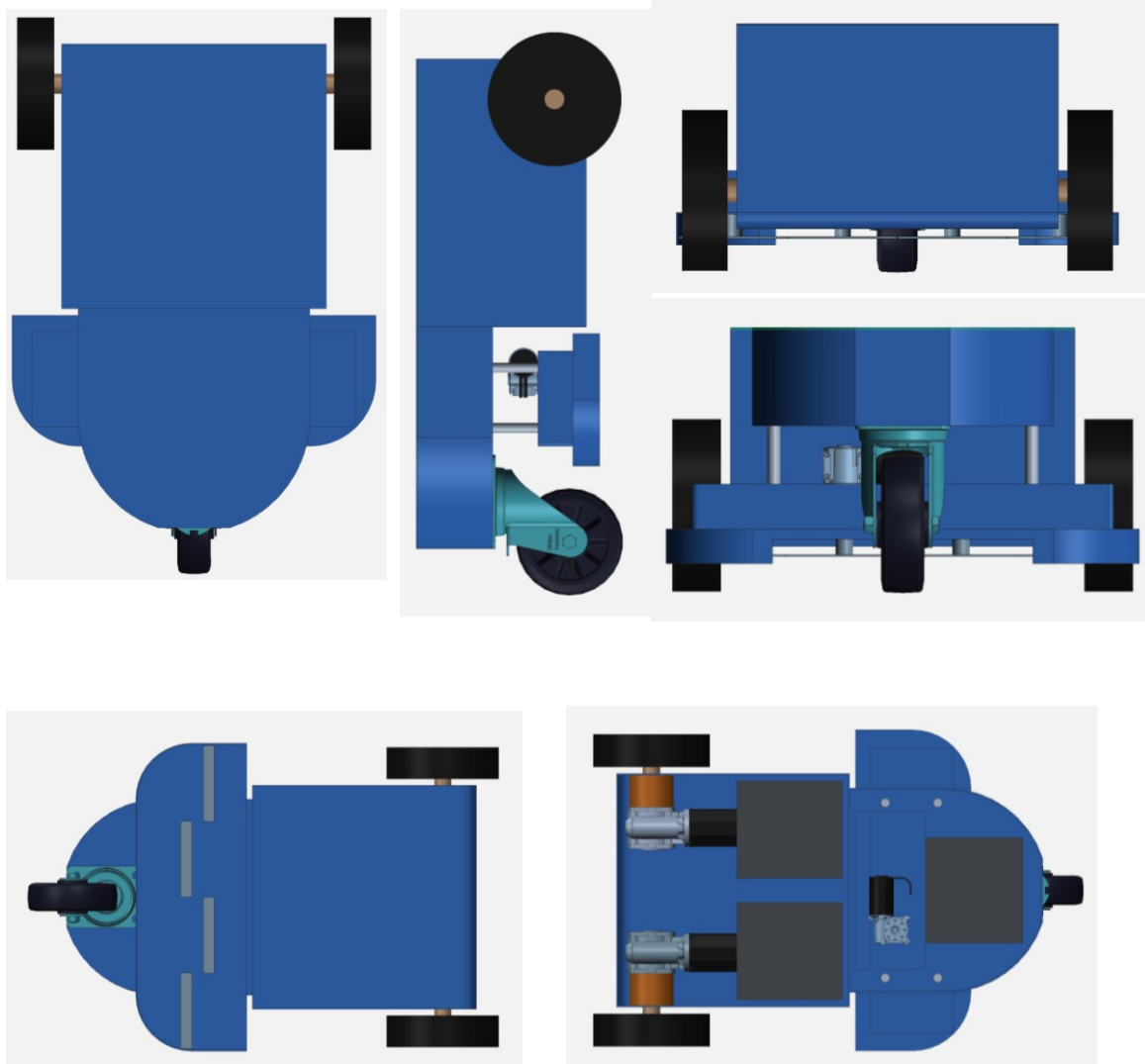
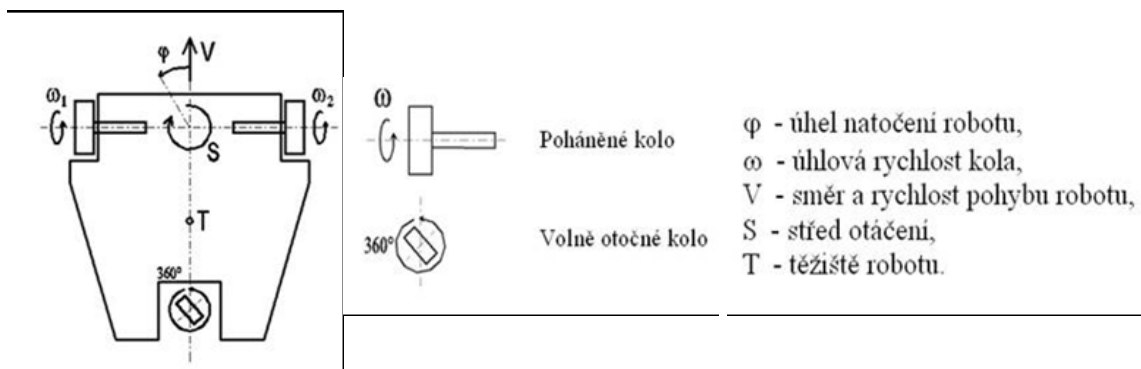




Obr. 23: *B:3D model navržené varianty B*

### 6.3 *Varianta C*

Poslední navržená varianta servisního robotu pro údržbu travnaté plochy má podvozek stavěný na diferenciálním řízení. Mobilní roboty s tímto systémem řízení mají nezávisle poháněná dvě kola a vepředu volně otočné nepoháněné směrové kolo. Diferenčně má směrová kola neřiditelná. Řízení pohybu sekačky je realizováno rozdílnými rychlostmi otáčení každého kola, případně opačným směrem jejich otáčení. Žací ústrojí sekačky je připevněno na spodní část rámu. Toto ústrojí je tvořeno čtyřmi břity, které jsou poháněny motorem a řemenovým rozvodem.



Obr. 24: C:3D model navržené varianty C

## 7 Výběr optimální varianty

Výběr optimální varianty se provádí pomocí hodnotové analýzy ([12]).

### 7.1 Kriteria hodnocení

Označení kritéria	Kritérium	Charakteristika kritéria
K1	Sečná plocha	Jak velký má záběr žací ústrojí
K2	Autonomnost	Schopnost dosáhnout co nejméně stavů kolize
K3	Rozměry	Prostorová náročnost sekačky
K4	Řízení	Kompaktnost pohonu a jeho ovládání
K5	Požadavky na údržbu	Minimalizovat dohled a údržbu
K6	Energetická náročnost	Posouzení spotřeby el. energie při sečení
K7	Cena	Předběžné náklady konstrukce sekačky

Tab. 3: Stanovení kritérií

### 7.2 Bodovací stupnice

Pro hodnocení variant v jednotlivých kritériích je použita šestibodová stupnice.

Úroveň	Hodnota
vysoká	10
dobrá	8
průměrná	6
nízká	4
nevyhovující	2
nepříznivý stav	0

Tab. 4: Bodovací stupnice kritérií

### 7.3 Váha významnosti

Významnost	Hodnota
nejvyšší	2
nejnižší	1

Tab. 5: Významnost kritérií

#### 7.4 Hodnocení jednotlivých kritérií

<i>Variant</i>	<i>Kritérium</i>	<i>Počet bodů</i>
<b>K1 – Sečná plocha</b>		
A	Záběr sečných nožů v šířce je 730 mm	10
B	Záběr sečných nožů v šířce je 542 mm	8
C	Záběr sečných nožů v šířce je 475mm	6
<b>K2 – Autonomnost</b>		
A	Při blokaci jednoho kola nelze se otočit	8
B	Prokluzování kol při otáčení (likvidace travnaté plochy) u svahu problém s žacíím ústrojím	6
C	Blokace nepoháněného kola	4
<b>K3 – Rozměry</b>		
A	750x750x490 (DxŠxV)	6
B	730x540x230 (DxŠxV)	8
C	650x 500x 310 (DxŠxV)	8
<b>K4 – Řízení</b>		
A	Synchronní řízení všech kol	8
B	Řízení smykem	6
C	Diferenciální řízení	6
<b>K5 – Požadavky na údržbu</b>		
A	Složitost konstrukce může vest k poruše	6
B	Snadné očištění	8
C	Horší čištění	6
<b>K6 – Energetická náročnost</b>		
A	Motor na řízení a na rotaci kol (24V)	10
B	Dva stejné motory (24V)	8
C	Dva stejné motory (24V)	8
<b>K7 – Cena</b>		
A	Střední	6
B	Nízká	8
C	Střední	6

Tab. 6: Hodnocení jednotlivých kritérií

### 7.5 Určení významnosti kritérií

K určení významnosti kritérií se používá metoda porovnání v trojúhelníku párů.

Významnější kritérium je zvýrazněné tučně.

Vypracoval: Bc. Buček Miroslav							
Porovnané páry kritérií						Počet voleb (v)	Pořadí
K1	K1	K1	K1	K1	K1	2	6
K2	K3	K4	K5	K6	K7	-	
	K2	K2	K2	K2	K2	4,5	1.
	K3	K4	K5	K6	K7	-	
		K3	K3	K3	K3	3,5	4.
		K4	K5	K6	K7	-	
			K4	K4	K4	4	2. – 3.
			K5	K6	K7	-	
				K5	K5	0,5	7.
				K6	K7	-	
					K6	4	2. – 3.
					K7	2,5	
					<b>Celkem</b>	<b>21</b>	-

Tab. 7: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle autora diplomové práce

Vypracoval: Ing. Bartek Tomáš							
Porovnané páry kritérií						Počet voleb (v)	Pořadí
K1	K1	K1	K1	K1	K1	1	7.
K2	K3	K4	K5	K6	K7	-	
	K2	K2	K2	K2	K2	6	1.
	K3	K4	K5	K6	K7	-	
		K3	K3	K3	K3	1,5	6.
		K4	K5	K6	K7	-	
			K4	K4	K4	2,5	4.
			K5	K6	K7	-	
				K5	K5	2	5.
				K6	K7	-	
					K6	3,5	3.
					K7	4,5	
					<b>Celkem</b>	<b>21</b>	-

Tab. 8: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle osloveného experta

Váha významnosti v závislosti na počtu voleb je dána vztahem (8.1).

$$q = f(v)$$

$$q = a \cdot v + b$$

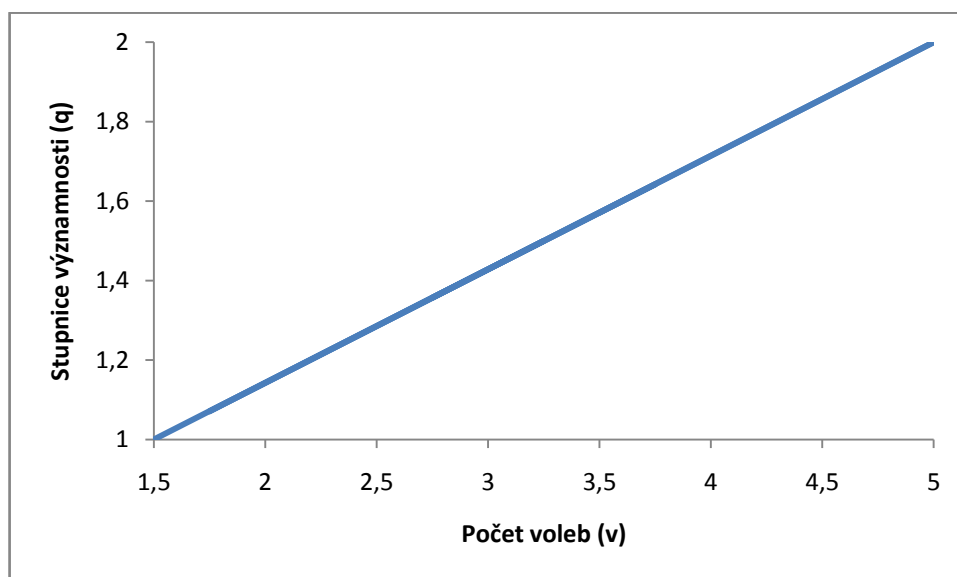
$$1 = a \cdot 1,5 + b \Rightarrow b = 1 - 1,5 \cdot a$$

$$2 = a \cdot 5 + b$$

$$2 = a \cdot 5 + 1 - 1,5 \cdot a \Rightarrow a = \frac{2}{7}$$

$$b = 1 - 1,5 \cdot \frac{2}{7} = \frac{4}{7}$$

$$q = \frac{2}{7} \cdot v + \frac{4}{7} \quad (8.1)$$



Graf 4: Stanovení váhy významnosti ([12])

Kritérium	Váha významnosti (q)	Střední hodnota počtu voleb (v)	Pořadí
K1	1	1,5	7
K2	2	5	1
K3	1,357	2,75	5
K4	1,5	3,25	4
K5	1,071	1,75	6
K6	1,642	3,75	2
K7	1,571	3,5	3

Tab. 9: Váha významnosti

## 7.6 Výběr optimální varianty

Varianta A			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	10	1	10
K2	8	2	16
K3	6	1,357	8,142
K4	8	1,5	12
K5	6	1,071	6,426
K6	10	1,642	16,42
K7	6	1,571	9,426
Celkový součet vážených indexů varianty A:			78,414

Tab. 10: Součet vážených indexů varianty A

Varianta B			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	8	1	8
K2	6	2	12
K3	8	1,357	10,856
K4	8	1,5	12
K5	8	1,071	8,568
K6	8	1,642	13,136
K7	8	1,571	12,568
Celkový součet vážených indexů varianty B:			77,128

Tab. 11: Součet vážených indexů varianty B

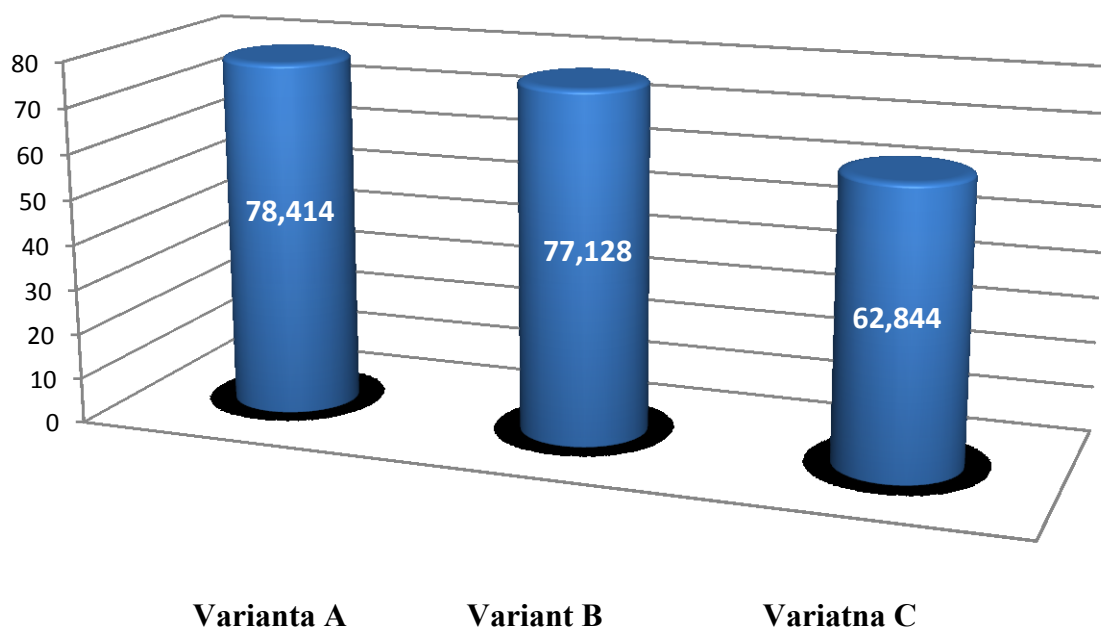
Varianta C			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	6	1	6
K2	4	2	8
K3	8	1,357	10,856
K4	6	1,5	9
K5	6	1,071	6,426
K6	8	1,642	13,136
K7	6	1,571	9,426
Celkový součet vážených indexů varianty C:			62,844

Tab. 12: Součet vážených indexů varianty C

### 7.7 Shrnutí výsledků hodnotové analýzy

Varianta	Celkový součet vážených indexů	Pořadí
A	78,414	1
B	77,128	2
C	62,844	3

Tab. 13: Shrnutí výsledků hodnotové analýzy



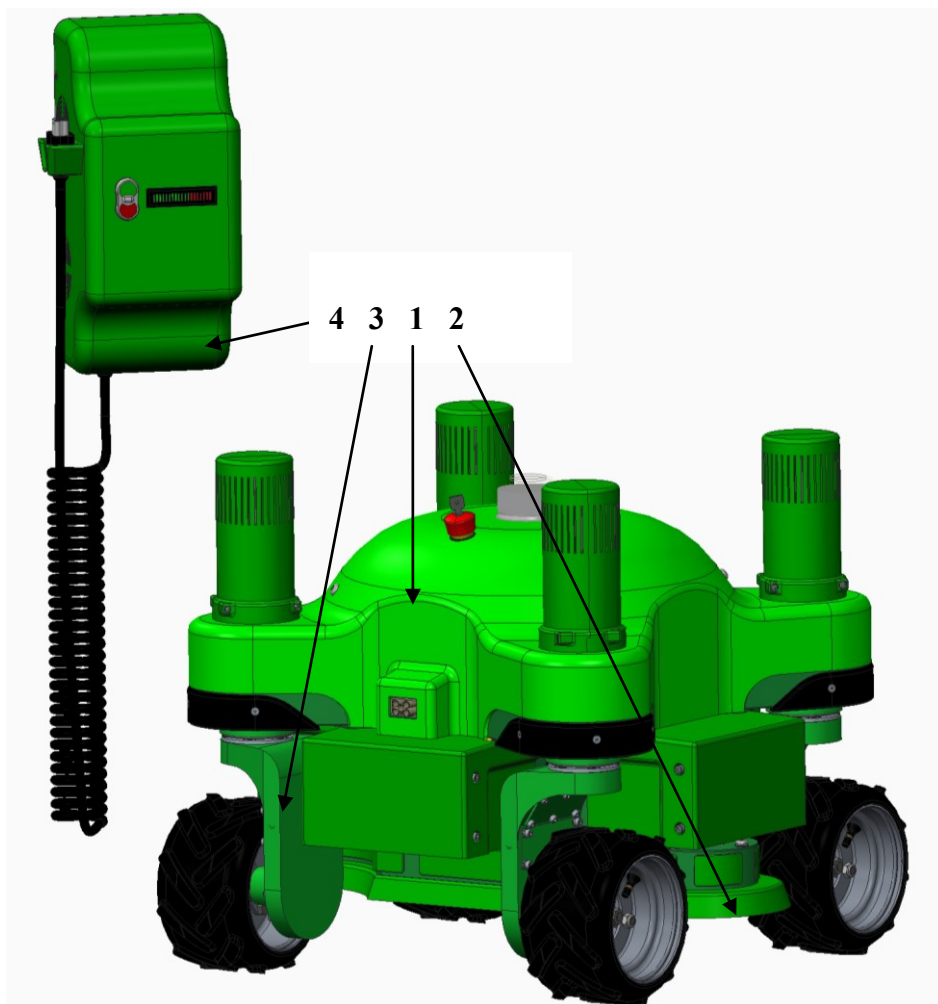
Graf 5: Porovnání vážených indexů jednotlivých variant

Jako optimální varianta řešení se jeví varianta A, která dosáhla nejvyšší součet vážených indexů. V druhé části diplomové práce bude tato varianta rozpracována do optimální koncepce.



## 8 Konstrukční řešení robotické sekačky

V této kapitole je proveden podrobný popis jednotlivých částí robotické sekačky. Tu můžeme rozdělit na několik částí a to na subsystém mobility, žací ustrojí, závěs kola a dokovací stanice.



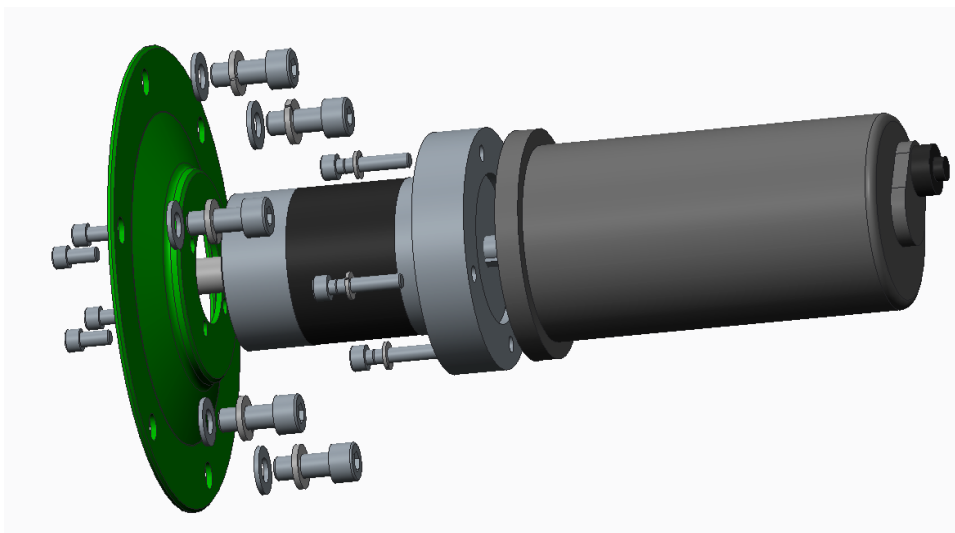
Obr. 25: Konstrukční řešení robotické sekačky

Technické parametry	
<b>Rozměry (délka x šířka x výška):</b>	715 x 740 x 655 mm
<b>Hmotnost:</b>	126 kg
<b>Max. rychlost:</b>	4km/hod
<b>Max. výška překážky:</b>	50 mm
<b>Doba provozu:</b>	93 min.
<b>Záběr sečení:</b>	710 mm
<b>Výška sečení:</b>	20-90 mm
<b>Sečná plocha:</b>	2500m <sup>2</sup> /hod

Tab. 14: Technické parametry robotické sekačky

### 8.1 Pohonná jednotka pro pohon kol robotické sekačky

Pohonná jednotka pro pohon kol byla vybrána od firmy Transtecno ([13]). S tímto pohonem je schopna robotická sekačka dosáhnout rychlosti až 4km/hodinu. Konstrukční řešení sekačky neumožňuje připojit pohonnou jednotku přímo na náboj kola. Návrhový a konstrukční výpočet pohonné jednotky je uveden v kapitole 9, kde je také zdůvodněno proč bylo upuštěno od návrhu jedné pohonné jednotky pro pohon všech kol.



Obr. 26: Uchycení pohonné jednotky- pohonu kol sekačky k rámu

Převodovka je připevněna pomocí příruby k rámu sekačky. Spojení dvoustupňové převodovky s malým řetězovým kolem je uskutečněno za pomoci pružné spojky EKH10 ([14]). Závěs kola je uložen na dvou jednořadých ložiscích s kosoúhlým stykem, která jsou uloženy v ložiskovém domku. Tyto ložiskové domky jsou spojeny s rámem sekačky pomocí šroubů. V závěsu kola je uskutečněn převod článkovým řetězem do pomala, mezi malým a velkým řetězovým kolem. Článkový řetěz je veden z malého řetězového kola pomocí vodících a samonapínacích kladek na kolo velké. Velké řetězové kolo je uloženo na dvou jednořadých kuličkových ložiscích v přírubě kola a uchyceno šrouby k závěsu kola. Spojení velkého řetězového kola a náboje disku je provedeno pomocí těsného pera. Axiálnímu posunutí náboje kola zabraňuje matice. Ráfek kola ATV je připevněn na náboj kola licovanými šrouby a samojistící maticí.

Princip připojení pohonné jednotky pro pohon kol a závěsu kola je znázorněn na obrázku (Obr. 32).

### 8.1.1 Komutátorový DC motor EC.100.24E

<b>Výkon (<math>P_m</math>):</b>	140 W
<b>Jmenovitý moment (<math>M_m</math>):</b>	0,43Nm
<b>Jmenovité otáčky (<math>n_m</math>):</b>	3000 min <sup>-1</sup>
<b>Napájecí napětí:</b>	24 V
<b>Jmenovitý proud:</b>	8,4 A
<b>Hmotnost:</b>	2,7 kg

Tab. 15: Technické parametry EC.100.24E



Obr. 27: Motor EC.100.24E

### 8.1.2 Dvoustupňová planetová převodovka ECP100/522

<b>Převodový poměr (<math>I_p</math>):</b>	28,3
<b>Účinnost (<math>\eta_p</math>):</b>	75%
<b>Jmenovitý moment:</b>	9,3Nm
<b>Axiální / radiální zatížení</b>	100 / 320 N
<b>Hmotnost:</b>	0,78 kg

Tab. 16: Technické parametry ECP100/522



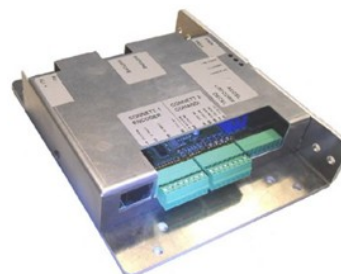
Obr. 28: Převodovka ECP100/522

S domluvou českého distributora od firmy Transtecno byla vybíráno mezi jednotkami PLN20 a PLN40. Rozdíl mezi těmito novými řídicími jednotkami je pouze v maximálním odběru proudu. Řídicí jednotka pro pohonnou jednotku pohonu kol sekačky PLN20, která má nominální odběr 20A (max.60A) a PLN40 40A (max. 120A). Pro řízení všech čtyř pohonných jednotek použiju řídicí jednotku s větším maximálním odběrem proudu PLN40.

### 8.1.3 Řídicí jednotka PLN40

<b>Napájení jednotky (<math>U_j</math>):</b>	10-30 VDC
<b>Vstupní napájení motoru (<math>U_v</math>):</b>	12/24 VDC
<b>Jmenovitý proud (<math>I_j</math>):</b>	40 A/max.120A
<b>Rozměry (d x š x v):</b>	146 x176x35 mm
<b>Akcelerační rampa:</b>	0,5-10s
<b>Hmotnost:</b>	0,46 kg

Tab. 17: Technické parametry PLN40



Obr. 29: Řídicí jednotka PLN40

#### 8.1.4 Pružná spojka EKH10

<b>Typ:</b>	EKH/10/B/15/15
<b>Jmenovitý krouticí moment (<math>M_{sp}</math>):</b>	16Nm
<b>Přizpůsobení:</b>	0,01-0,05 mm
<b>Průměr hřídele:</b>	15mm
<b>Délka spojky:</b>	53 mm
<b>Standardní rychlost otáček:</b>	13000 min <sup>-1</sup>
<b>Hmotnost:</b>	0,08 kg



Obr. 30: Spojka EKH10

Tab. 18: Technické parametry EKH10

#### 8.1.5 Článekový řetěz

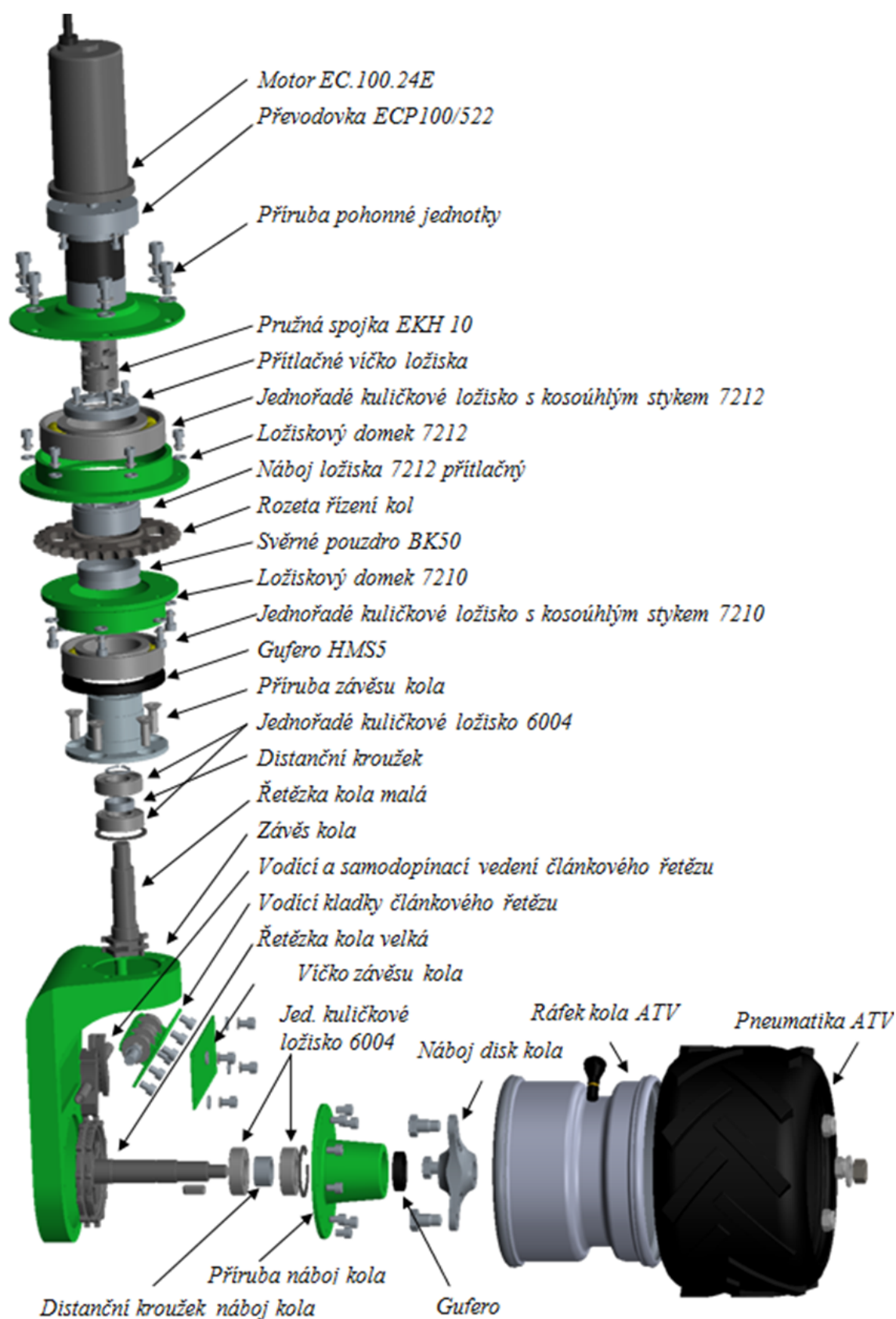
Jedná se o vyráběný normalizovaný kalibrovaný řetěz s krátkou roztečí. Kalibrovaný řetěz je charakteristický normalizovanými mezními úchytkami délek dílů a vyšší přesností rozteče. Články malých řetězu jsou většinou svařované. Tento řetěz se z pravidla používá u zdvihadel.

<b>Norma:</b>	DIN 5684
<b>Tloušťka (d):</b>	4 mm
<b>Rozteč (P):</b>	12 mm
<b>Šířka vnitřní/vnější (<math>b_1min/b_2max</math>):</b>	4,8 mm/13,6 mm
<b>Nosnost pro zdvihadla:</b>	320 kg
<b>Trhací zatížení:</b>	20,1 kN
<b>Délka řetězu/počet článků:</b>	672 mm/56 ks
<b>Hmotnost:</b>	0,35 kg/m

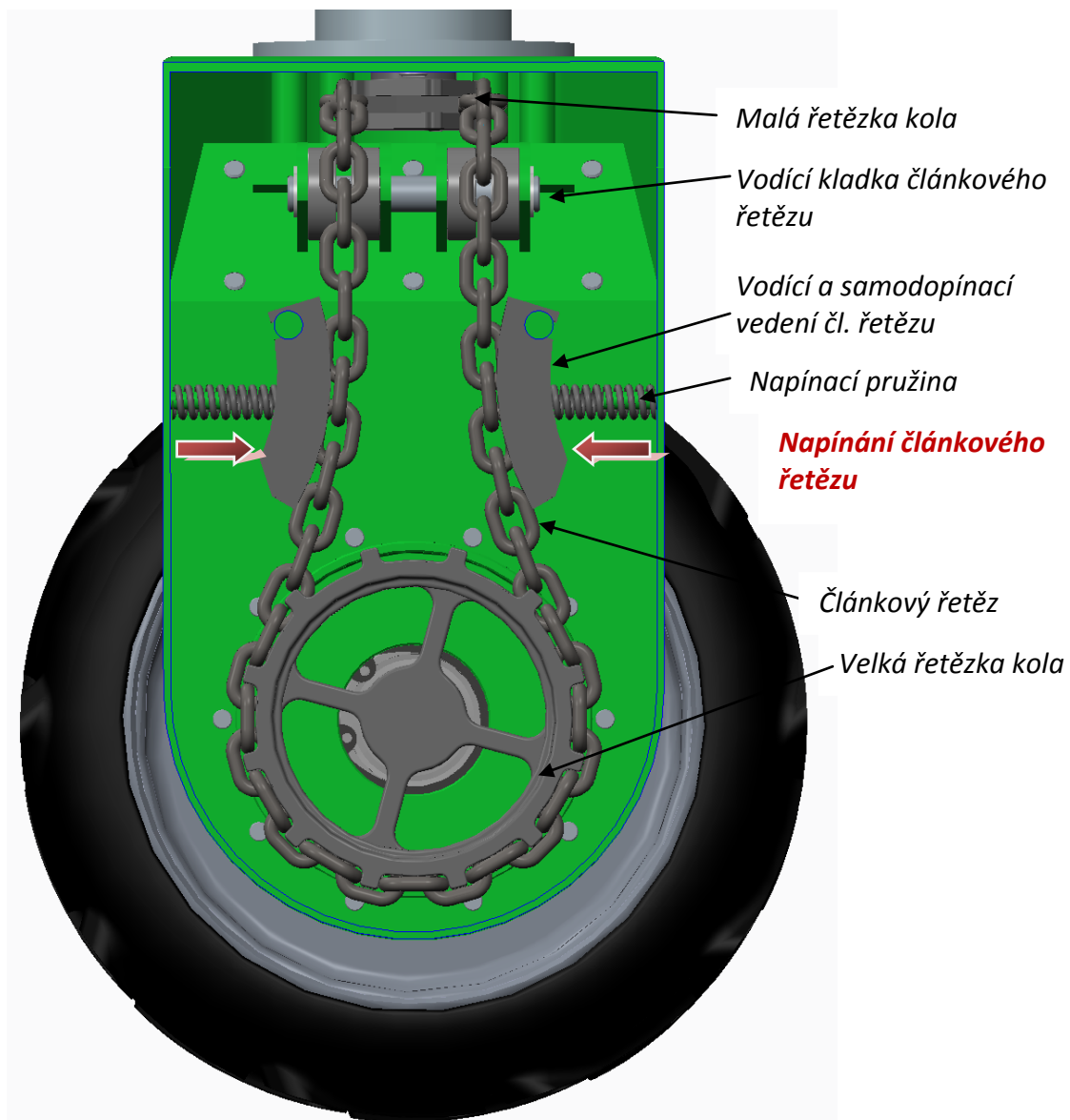


Obr. 31: Článekový řetěz

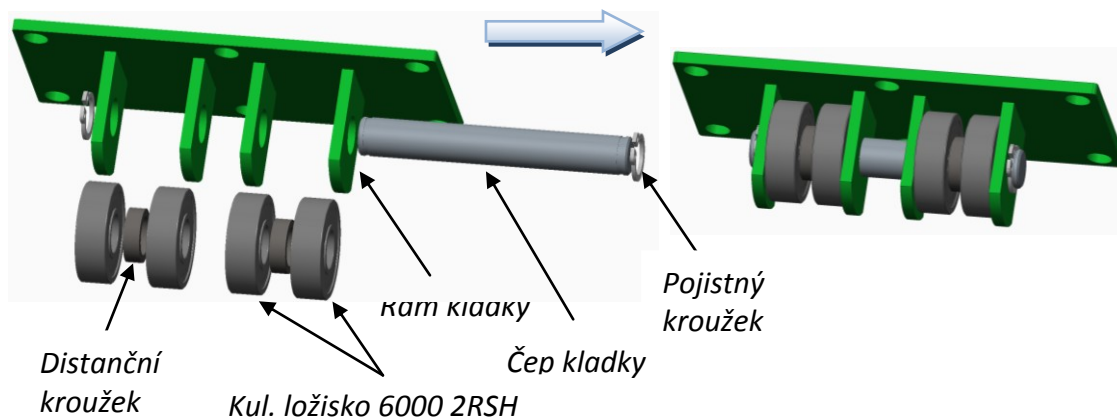
Tab. 19: Technické parametry článekový řetěz



Obr. 32: Schéma pohonné jednotky pohonu kol



Obr. 33: Rozvod článkového řetězu – pohon kol



Obr. 34: Vodící kladky článkového řetězu – pohon kol



## 8.2 Pohonná jednotka řízení kol

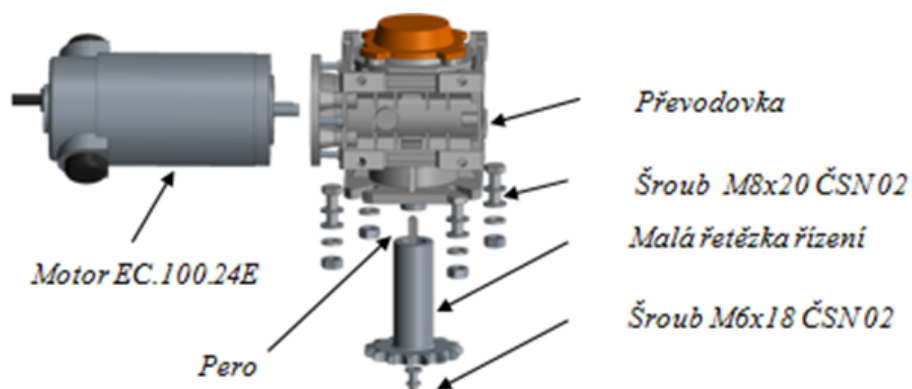
Pohonná jednotka pro řízení kol byla opět zvolena od firmy Transtecno ([13]). Tentokrát se pohonná jednotka skládá z komutátorového motoru stejného typu jako pro pohon kol, tedy motor EC.100.24E a šnekové převodovky ECM100/040, která je opatřena výstupní hřídelí SZSX a přírubovým koncem FS, kterým je připevněna k rámu sekačky. S tímto pohonem má výsledný krouticí moment pro řízení všech kol 50Nm a je schopna otočit kola o 360° za 4 sekundy. Únosnost převodovky umožňuje montáž malého řetězového kola přímo na výstupní hřídel převodovky. Návrhový a kontrolní výpočet je uveden v kapitole 9.



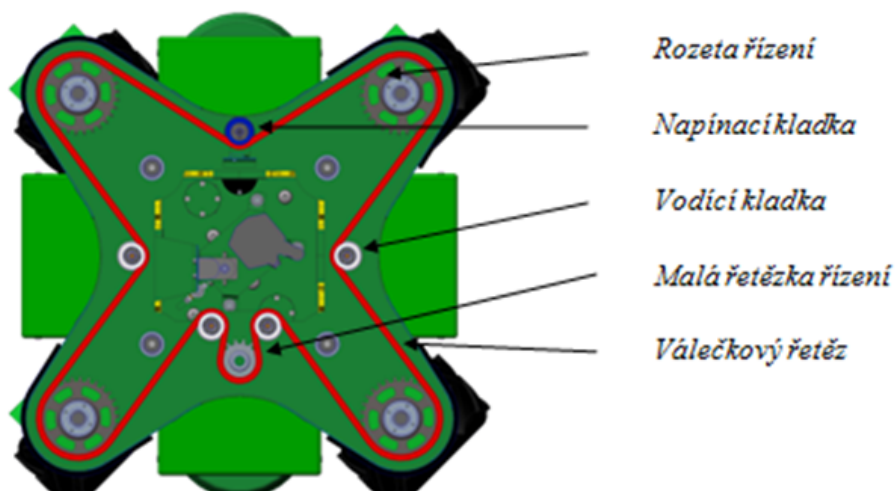
Obr. 35: Pohonná jednotka -řízení kol sekačky

Pohonná jednotka pro řízení kol přenáší krouticí moment mezi jednotlivými závěsy kol za pomoci válečkového řetězového převodu. Malé řetězové kolo řízení je připevněno na výstupní hřídeli šnekové převodovky pomocí pera těsného a proti axiálnímu vysunutí zajištěna šroubem. Synchronní řízení všech kol, musíme tedy přenést krouticího moment na všechny závěsy kol, na kterých je upevněna rozeta řízení svěrným pouzdem BK50 ([20]). Přítlačný náboj ložiska 7212, přitlačuje svěrné pouzdro BK50 a zajišťuje tím pevné spojení rozety řízení a příruby závěsu kola proti samovolnému pootočení (viz. Obr. 32).

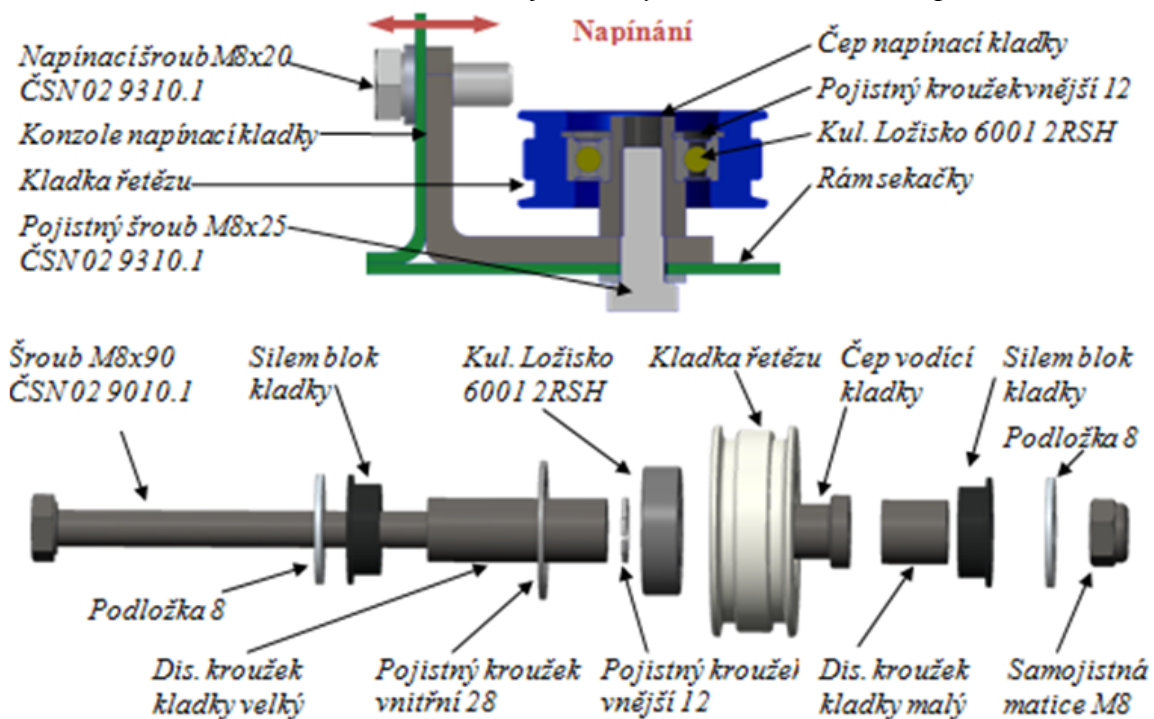
Vedení válečkového řetězu zajišťují vodící kladky, které jsou konstrukčně rozmístěny v rámu sekačky tak, aby rozety řízení měli co největší úhel opásání válečkovým řetězem. Správné napínání řetězu je provedeno prostřednictvím napínací kladky.



Obr. 37: Pohonná jednotka řízení kol – upevnění malé řetězky řízení



Obr. 38: Rozmístění jednotlivých kladek řetězového převodu



Obr. 36: Konstrukční řešení kladky napínací a vodící



### 8.2.1 Šneková převodovka ECM100/40SZSX

<b>Převodový poměr (<math>I_p</math>):</b>	100
<b>Účinnost (<math>\eta_p</math>):</b>	56%
<b>Jmenovitý moment:</b>	25Nm
<b>Axiální / radiální zatížení</b>	460/2300 N
<b>Hmotnost:</b>	1,3 kg

Tab. 20: Technické parametry ECM100/40



Obr. 39: Šneková převodovka ECM100/40

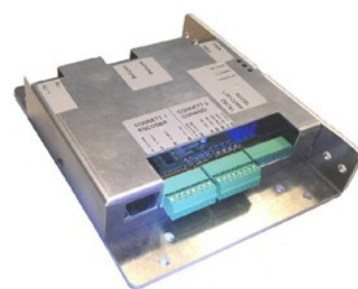
### 8.2.2 Řídící jednotka PLN20

Řídící jednotku pro řízení pohonné jednotky řízení kol, bude nyní dostatečná jednotka PLN20, která má nominální odběr 20A (max.60A). Motor EC.100.24E má jmenovitý odběrný proud 8,4 A, tím máme zajištěno, že generovaný proud motoru nepřekročí max. proud řídicí jednotky. V opačném případě by došlo k trvalému poškození řídicí jednotky spálením.

Jednotka nabízí možnost řízení směru otáčení (CW, CCW), nastavení rampy akcelerace či deakcelerace, případně omezení proudu. Vstupní řízení rychlosti lze provádět externím analogovým signálem (0-5 VDC) nebo potenciometrem (5-10 kOhm). Řídící jednotky PLN disponují komunikačním portem ETHERNET, mají robustní provedení s vysokou teplotní odolností.

<b>Napájení jednotky (<math>U_j</math>):</b>	10-30 VDC
<b>Vstupní napájení motoru (<math>U_v</math>):</b>	12/24 VDC
<b>Jmenovitý proud (<math>I_j</math>):</b>	20 A/max. 60A
<b>Spínací frekvence:</b>	16kHz
<b>Rozměry (d x š x v):</b>	146 x176x35mm
<b>Akcelerační rampa:</b>	0,5-10s
<b>Decelerační rampa:</b>	0,5-10s
<b>Rozsah limitu proudu:</b>	100% -30%
<b>Hmotnost:</b>	0,40 kg

Tab. 21: Technické parametry PLN20



Obr. 40: Řídící jednotka PLN20

### 8.2.3 Válečkový řetěz

Pomocí jednořadého válečkového řetězu (08B-1) je zajištěn přenos kroutícího momentu z hnaného malého řetězového kola na rozety řízení. Mezi těmito řetězovými koly je uskutečněn převod do pomala ( $i=2:1$ ).

<b>Norma:</b>	DIN 8187
<b>ISO označení:</b>	08B-1
<b>Síla k přetržení:</b>	18 kN
<b>Délka/Počet článků řetězu:</b>	3010 mm/237 ks
<b>Hmotnost:</b>	0,7 kg/m



Obr. 41: Válečkový řetěz  
DIN 8187

Tab. 22: Tech. parametry válečkového řetězu

### 8.2.4 Svěrné upínací pouzdro

Rozeta řízení je připevněna k přírubě závěsu kola svěrným upínacím pouzdrem od firmy Haberkorn ([20]). Protože sekačka má synchronní řízení všech kol, musí být se synchronizovány všechny kola do jednoho směru jízdy. Pro usnadnění nastavení jednotlivých kol, musí být použito svěrné upínací pouzdro, pro uložení rozety řízení. Tímto způsobem je zaručena plynulost jízdy a natáčení všech kol sekačky.

<b>Typ pouzdra:</b>	BK50
<b>Průměr pouzdra (dxD):</b>	48x55 mm
<b>Šířka pouzdra:</b>	10 mm
<b>Kroutící moment:</b>	367 Nm
<b>Axiální síla:</b>	15 kN



Obr. 42: Svěrné pouzdro BK50

Tab. 23: Technické parametry BK50

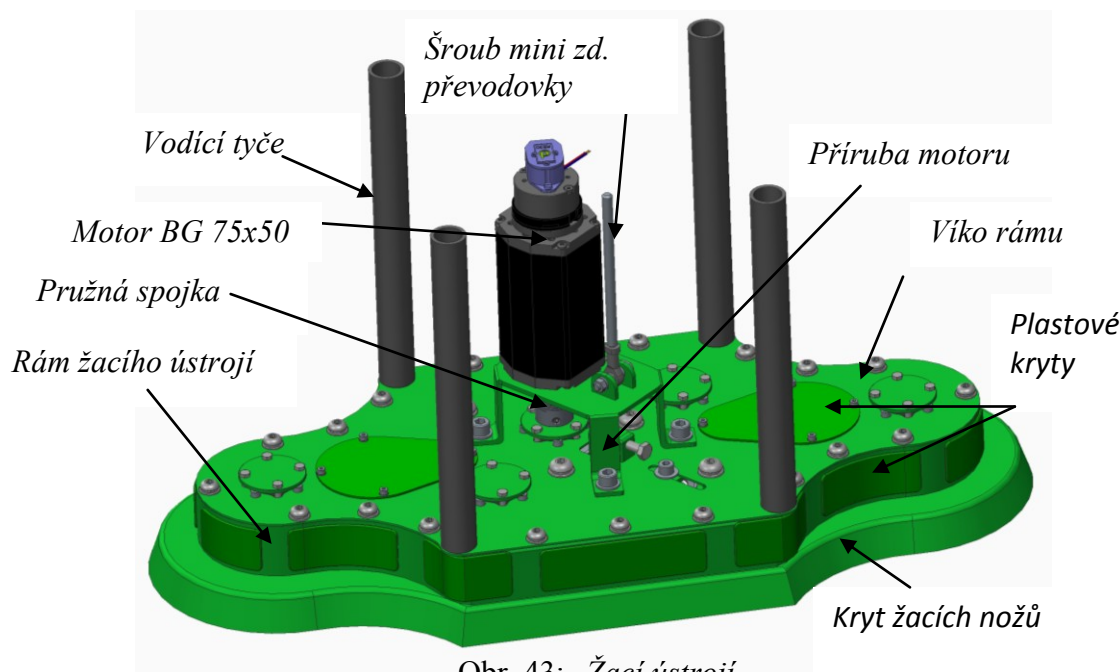
### 8.2.5 Napínací a vodící kladky

Napínání je zajišťováno utahováním napínacího šroubu kladky, který je realizováno přitahováním konzole kladky ke konstrukci rámu. Pevné spojení kladky a ramu uskutečňuje proti pohybu pojistný šroub (viz. Obr. 37).

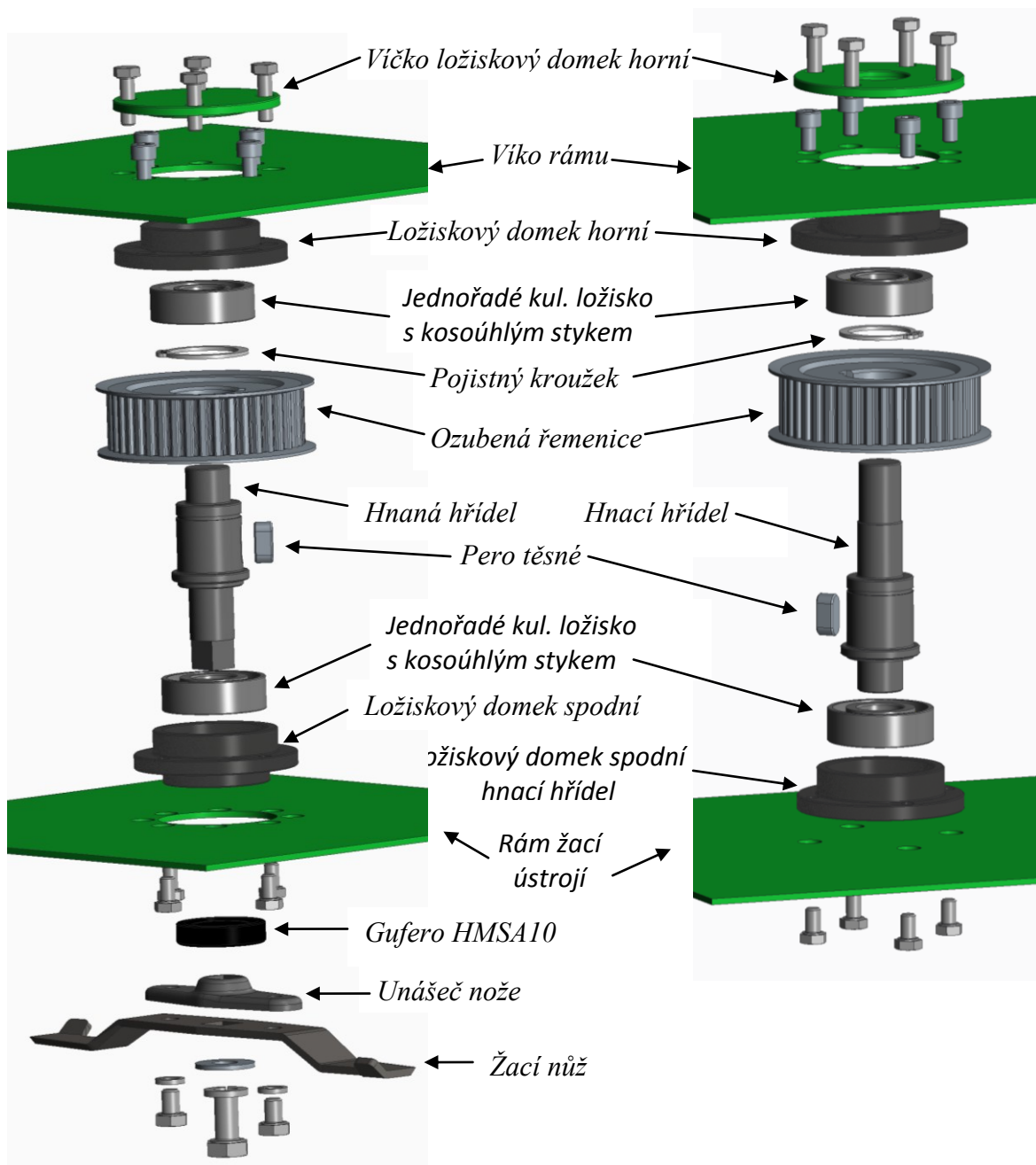
Vodící kladky řetězu jsou konstrukčně shodné s kladkou řetězu napínací. Jejich uložení je provedeno na šroubu a vymezeno distančními kroužky. Šroub je uložen v gumových sílem blocích, které jsou vloženy v konstrukčních otvorech ramu. (viz. Obr. 38).

### 8.3 Žací ústrojí

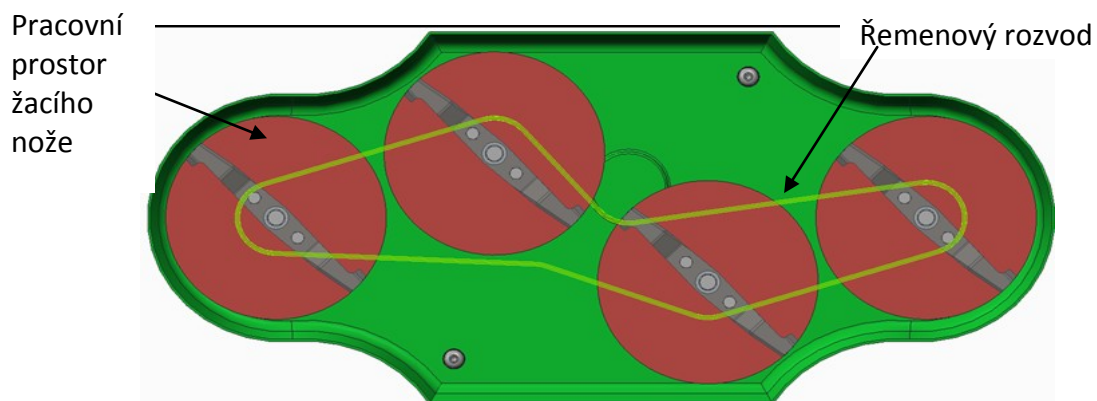
Kostru žacího ústrojí sekačky tvoří plechový rám, který má odnímatelné vrchní víko. Všechny otvory v rámu mají plastové kryty. Na víko je připevněna příruba motoru, pomocí které je připevněn motor ([16]) žacího ústrojí. Na výstupní hřídel motoru je připojena pružná spojka ([14]). Pružná spojka slouží k spojení a přenosu kroutícího momentu mezi výstupní hřídel motoru a hnací hřídel řemenice, také vymezuje konstrukční nepřesnosti a zabraňuje poškození motoru. V kostře rámu žacího ústrojí je umístěn řemenový převod, ten slouží pro přenos kroutícího momentu z řemenice hnací na jednotlivé hnané řemenice žacích nožů. Řemenice jsou spojeny s hřídelí pomocí pera těsného a axiálně zajištěny proti posunutí pojistným kroužkem. Hřídel je nasazen na dvou jednořadých kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem. Ložiska jsou uložena v ložiskovém domku, který je přišroubován k rámu žacího ústrojí. Spodní domek ložiska je opatřen těsněním gufero, které zabraňuje průniku nečistot k ložisku. Na koncovou čtyřhrannou část hřídele je nasunut unášec žacího nože a axiálně pojištěn šroubem, který také připevňuje žací nůž. Protože otáčky žacího nože jsou dosti vysoké (cca 3500 ot/min), je pro bezpečné spojení uchycen žací nůž ještě pomocí dvou šroubů do unášече. Na spodní rám žacího ústrojí je přišroubován kryt žacích nožů, pro zabránění většímu šíření odlétávajících kousků posekané trávy a pro zvýšení bezpečnosti sekačky. Na kostru rámu žacího ústrojí jsou připevněny vodící tyče, které slouží jako vedení při nastavení sečné výšky, která se nastavuje pomocí mini zdvižné převodovky.



Obr. 43: Žací ústrojí



Obr. 44: Schéma uložení hnané hřídele a hnací hřídele žacích nožů



Obr. 45: Řemenový rozvod a pracovní prostor žacích nožů

### 8.3.1 Komutátorový DC motor BG 75x50

Pro pohon žacích nožů byl zvolen motor od firmy Dunkermotoren([16]), který bude dovybaven brzdou E 100 A, aby se snížila doba zastavení rotace žacích nožů a zvýšila bezpečnost sekačky.

<b>Výkon (<math>P_m</math>):</b>	430 W
<b>Jmenovitý moment (<math>M_m</math>):</b>	1,1Nm
<b>Jmenovité otáčky (<math>n_m</math>):</b>	3500 min <sup>-1</sup>
<b>Napájecí napětí:</b>	24 V
<b>Jmenovitý proud:</b>	21,2 A
<b>Hmotnost:</b>	2,2 kg

Tab. 24: Technické parametry BG75x50



Obr. 46: Motor BG75x50

### 8.3.2 Brzda E 100 A

<b>Statický moment (<math>M_B</math>):</b>	1,5 Nm
<b>Napájecí napětí:</b>	24 V
<b>Spotřeba proud:</b>	330 mA
<b>Hmotnost:</b>	0,28 kg

Tab. 25: Technické parametry E 100 A



Obr. 47: Brzda E 100 A

### 8.3.3 Pružná spojka EK6

<b>Typ:</b>	EK6/10/C/14/14
<b>Jmenovitý kroutící moment (<math>M_{sp}</math>):</b>	4 Nm
<b>Přizpůsobení:</b>	0,01-0,05 mm
<b>Průměr hřídele:</b>	14 mm
<b>Délka spojky:</b>	42 mm
<b>Standardní rychlost otáček:</b>	20000 min <sup>-1</sup>
<b>Hmotnost:</b>	0,08 kg

Tab. 26: Technické parametry EK6



Obr. 48: Spojka EK6

#### 8.3.4 Ozubený řemen T 5 – DL

Rozvod mezi hnací a hnanými řemenicemi je proveden pomocí ozubeného oboustranného řemene od firmy Haberkorn([20]). Jedná se o klasický polyuretanový oboustranný řemen s metrickou roztečí a lichoběžníkovým profilem zubu. Řemeny i řemenice jsou pro svou metrickou rozteč daleko dostupnější než komponenty pohonů s palcovým profilem.

<b>Profil zubu:</b>	lichoběžníkový
<b>Zubová rozteč (P):</b>	5
<b>Šířka řemenu (B):</b>	16mm
<b>Délka řemenu:</b>	1325mm
<b>Síla přetržení (<math>F_{zul}</math>):</b>	570N
<b>Hmotnost:</b>	0,043 kg/m



Obr. 49: Řemen T5-DL

Tab. 27: Technické parametry T5-DL

#### 8.3.5 Hnací a hnaná řemenice

Protože mezi hnanou a hnacími řemenicemi nedochází k převodu, jsou tyto řemenice totožné. Jedná se tedy o standardní řemenice T-profilu s metrickou roztečí (lichoběžníkový tvar ozubení). Řemenice jsou vyrobeny z hliníku a jsou opatřeny bočnicemi.

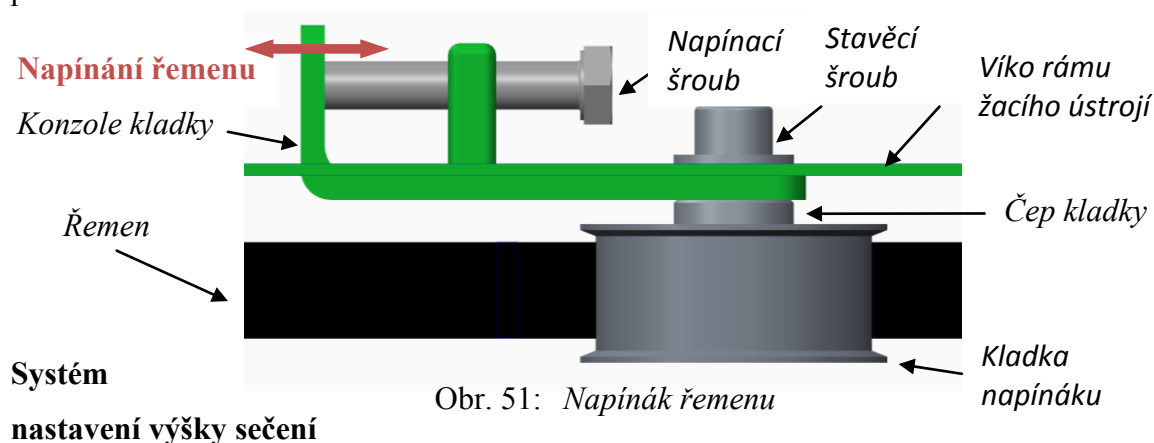
<b>Norma:</b>	DIN 7721-2
<b>Označení:</b>	27 T5/42
<b>Počet zubů:</b>	42
<b>Provedení:</b>	2F (bočnice)
<b>Hlavový průměr (<math>d_e</math>):</b>	66,00 mm
<b>Hmotnost:</b>	0,2 kg



Obr. 50: Řemenice 27T5/42

Tab. 28: Technické parametry řemenic

V souvislosti s řemenicemi bylo potřeba vyřešit samotné napínání řemenu. Byl tedy vhodně vymyšlen napínák, který je pomocí stavěcího šroubu připevněn na víko rámu žacího ústrojí. Napínání je zajištěno napínacím šroubem, při utahování dochází k posouvání konzole kladky (napínání řemenu). Kladka napínáku je uložena na dvouřadém kuličkovém ložisku, které je nasunuto na čep kladky a zajištěno pojistnými kroužky proti posunutí.



Systém  
nastavení výšky sečení

Polohování žacího ústrojí je uskutečněno mini zdvižné převodovky typu HG2 od firmy TEATECHNIK ([21]). Ta je k rámu sekačky připevněna prostřednictvím šroubů. K žacímu ústrojí je připevněn trapézový šroub s kloubovým okem pomocí čepu, co nejbližší k těžišti žacího ústrojí, toto umístění nám zajišťuje plynulost zdvihu a rovnoměrné sečení travnaté plochy. Zdvih této převodovky je poháněn stejnosměrným motorem na 12 voltů s čelní převodovkou (převod do pomalu 12:1). Pro orientaci v jaké je poloze žacího ústrojí lze převodovku na poptávku dovybavit halovým senzorem (dva signály na otáčku). Pro ochranu proti přehřátí dodávají také tepelné čidlo.

### 8.3.6 Mini zdvižná převodovka HG2

<b>Typ:</b>	HG2-4012
<b>Převod:</b>	12:1
<b>Jmenovitý proud/Napětí:</b>	2,4 A/12 V
<b>Jmenovité zatížení/max. zatížení:</b>	240 N/400N
<b>Rychlost zdvihu bez zatížení:</b>	40 mm/s
<b>Hmotnost:</b>	0,380 kg

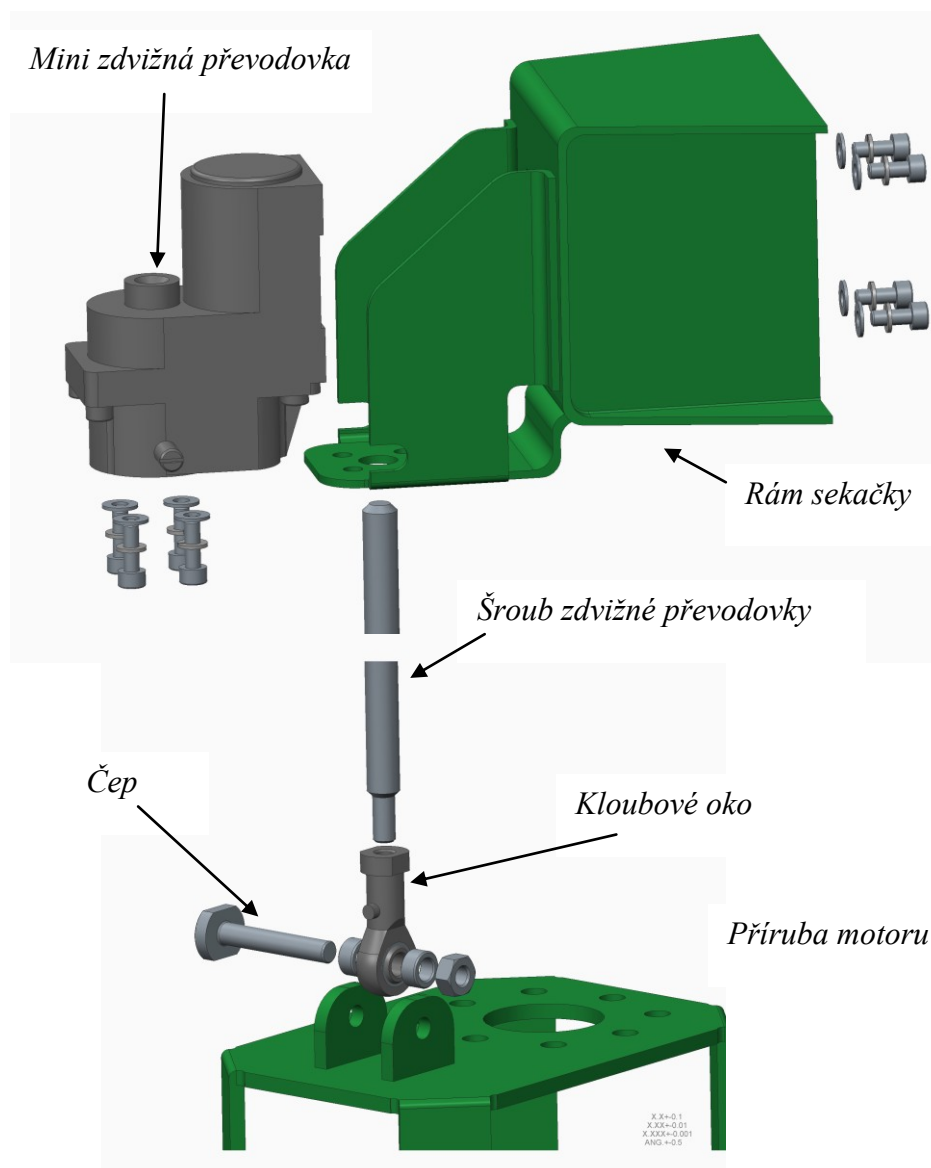
Tab. 29: Technické parametry HG2



Obr. 52: Mini  
zdvižná  
převodovka



Zdvih žacího ústrojí, nám dokáže usnadnit překonání překážky. Rozmezí zdvihu je dáno konstrukcí sekačky, maximální sečná výška je 90 mm. Lze tedy projet nad překážkou o výšce cca 80 mm, protože žací nože mají z důvodu bezpečnosti kryt, který také zabraňuje poškození nožů.



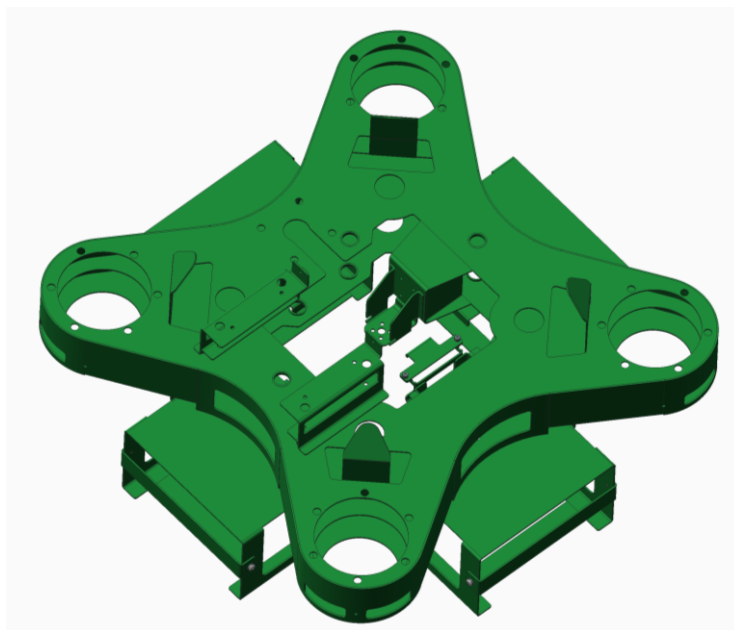
Obr. 53: Uchycení zdvižné převodovky k rámu sekačky



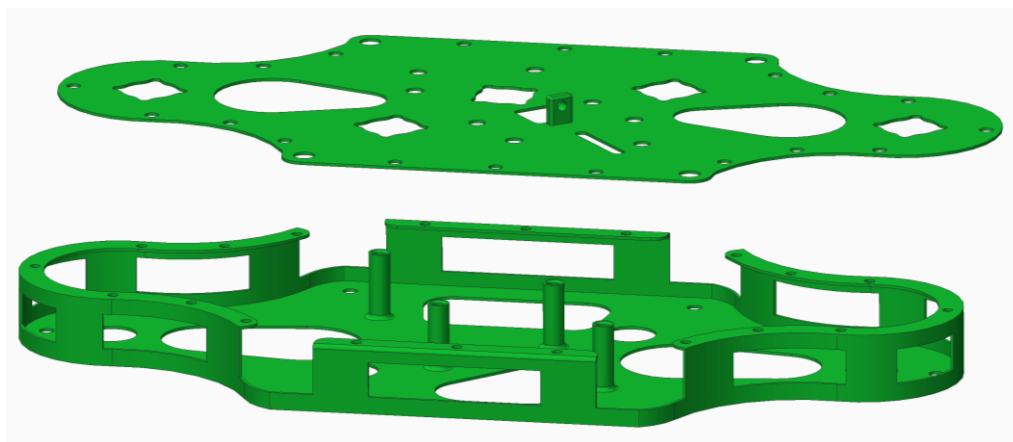
#### 8.4 *Rám sekačky*

Konstrukce rámu sekačky je realizována svařencem z ohýbaného plechu o tloušťce 2 mm. Jednotlivé konstrukční prvky jako jsou úchyty baterií, řídicích jednotek a zdvižné převodovky jsou připevněny k rámu pomocí svaru. V místech šroubového spojení, kde chceme uskutečnit větší styčnou plochu závitu šroubu je přivařena matice DIN929.

Konstrukce rámu byla pevnostně kontrolována, zda vyhovuje zatěžujícím podmínkám a je doložena v příloze F a G.



Obr. 54: *Rám sekačky -svařenec*



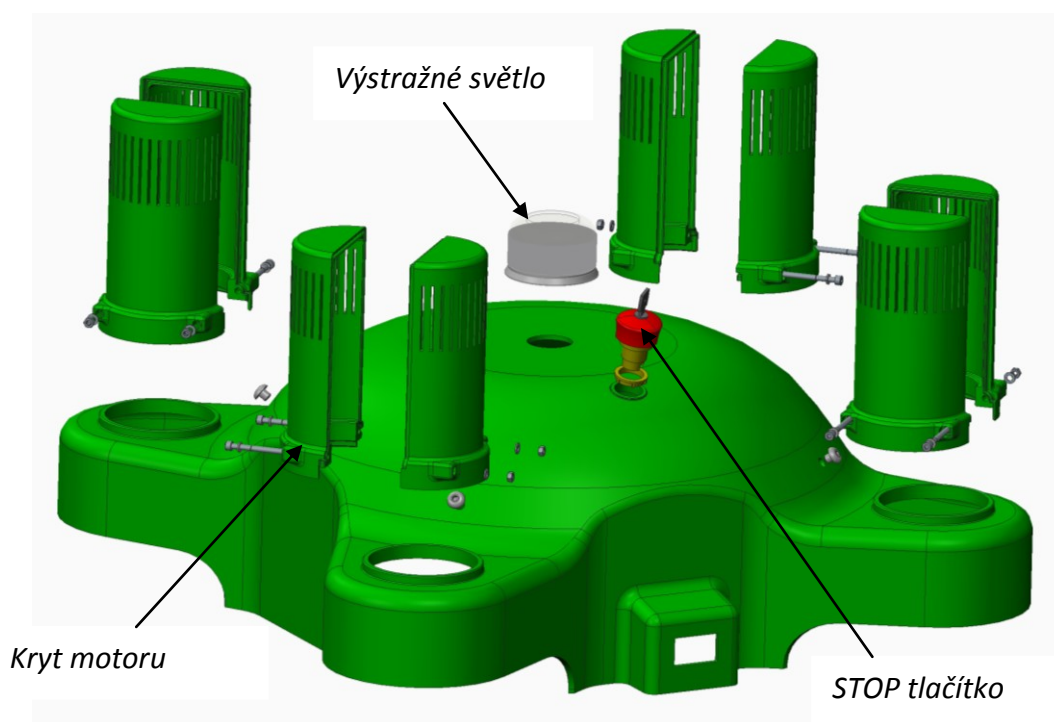
Obr. 55: *Rám žacího ústrojí -svařenec*

## 8.5 Krytování sekačky

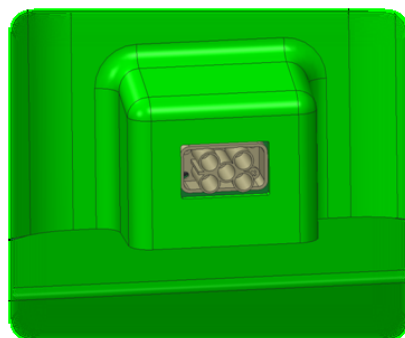
Navržené díly krytování jsou vyráběny technologií Rapidprototyping od firmy Callidus. Materiál je polykarbonát (PC). Tato technologie je navržena pro kusovou výrobu robotické sekačky, při větších sériích, byla by zvolena technologie vakuového vstřikování plastů.

Pro okamžité zastavení sekačky, slouží na horním krytu stop tlačítko. To je určeno také k vypnutí robotické sekačky v době nečinnosti. Nad krytem baterie, je přípojka pro napájecí konektor od dokovací stanice, kterým je dodávána energie pro všechny baterie sekačky.

Na vrchní část krytu rámu sekačky je umístěno výstražné světlo.



Obr. 56: Horní krytování sekačky



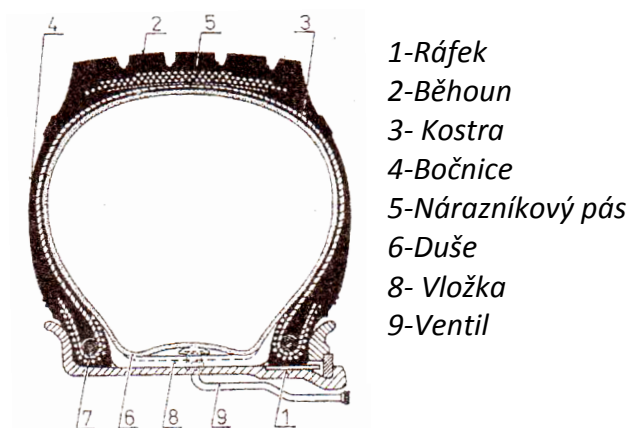
Obr. 57: Napájecí konektor sekačky

## 8.6 Kola robotické sekačky

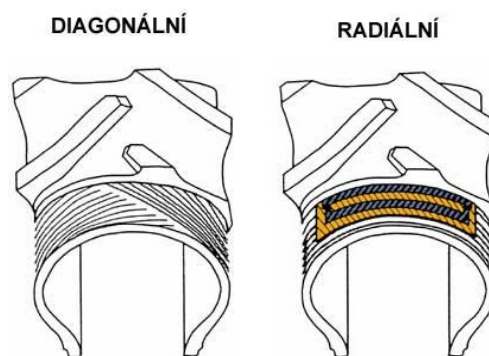
Kolový podvozek stroje sekačky plní několik důležitých funkcí:

1. Jeho kola převádějí rotační pohyb odvozený od hnací jednotky na translační pohyb stroje.
2. Podvozek přenáší tíhu sekačky prostřednictvím kol na terén.
3. Natáčením kol je možno měnit směr pohybu stroje.
4. Podvozek zajišťuje odpružení celého stroje. Pružícím elementem jsou pneumatiky

Z uvedeného je zřejmé, že výkonnost sekačky na kolovém podvozku bude ve značné míře záviset na použitém druhu kol a pneumatik. Protože byly použity ráfky se vzdušnicovými pneumatikami, nejdůležitější bylo tedy zvolení druhu pláště. Vlastnosti pláště jsou ve značné míře určeny kostrou. Konstrukce kostry pláště může být diagonální (normální pláště) nebo s radiálními kordy.



Obr. 58: Řez pláště- nejdůležitější části



Obr. 59: Konstrukce kostry pláště

Diagonální (normální) plášť pod běhounem jsou nárazníkové vrstvy, které zmírňují rázy při přejíždění překážek. U různých speciálních plášťů (např. Continental-EM-Special-STZ) je tato vrstva z ocelového kordu a chrání kostru před proražením ostrým předmětem.

Pneumatiky s radiálními kordy se vyznačují nulovým úhlem vláken kordu a tuhou nárazníkovou vrstvou, která probíhá ve formě pásu po obvodě pláště. To dává těmto plášťům specifické vlastnosti, které s přihlédnutím použití u zemních strojů přinášejí jak výhody, tak nevýhody.

Výhody- větší životnost než u normálních, lepší jízdní vlastnosti, menší odpor válení

Nevýhody-menší boční stabilita, menší tlumení. ([17])

### 8.6.1 Kola ATV

Bylo vybráno kolo od firmy ATV, která má zaměřený svůj sortiment výroby ráfků a kol pneumatik pro použití u čtyřkolek, mini biků, skútrů a bugin. Toto kolo je používáno u mini čtyřkolek od firmy ATV. Protože prostředí použití pneumatik je velmi podobné, předpokládá se, že sekačka bude na těchto kolech stabilní a dost dobře manévrovatelná.

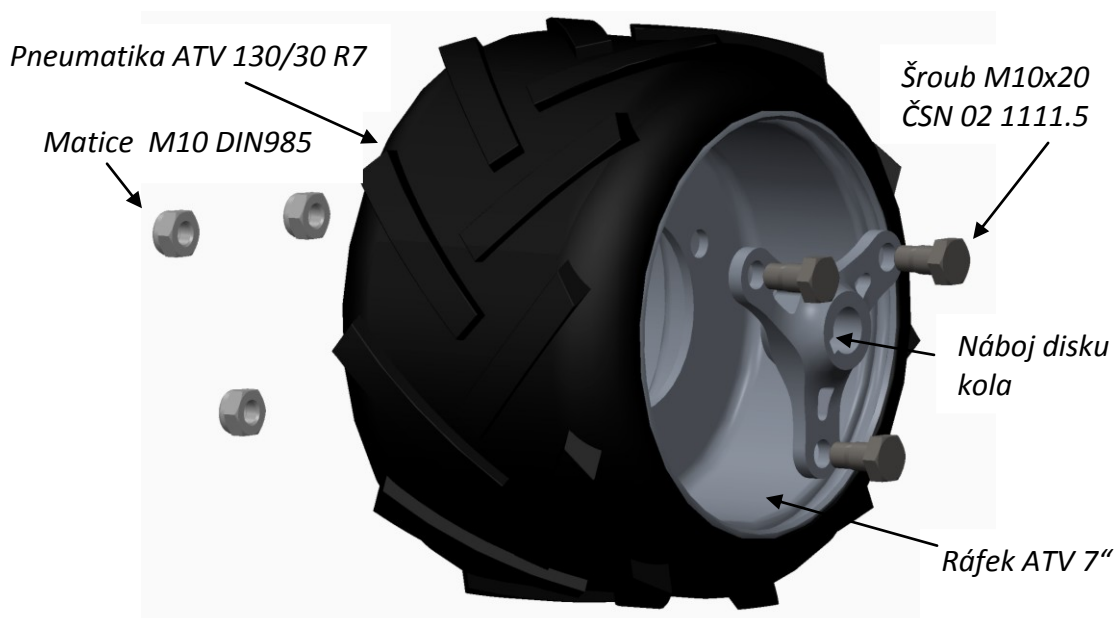
<b>Průměr kola (D):</b>	220 mm
<b>Šířka kola (B):</b>	136 mm
<b>Typ pneumatiky:</b>	ATV 130/30 R7
<b>Ráfek:</b>	ATV 7“
<b>Hmotnost:</b>	1,7 kg

Tab. 30: Technické parametry kola ATV



Obr. 60: Kolo ATV

Náboj disku kola má drážku pro těsné pero, pomocí kterého je kolo připevněno k hřídeli řetězového kola velkého. Proti axiálnímu vysunutí náboje disku kola z hřídele je hřídel opatřena osazením z jedné strany a z druhé strany je závit, na kterém je připevněna matice. Toto konstrukční řešení je zobrazeno na obrázku (Obr. 32 Schéma pohonné jednotky závěsu kol). Pomocí šroubového spoje s licovaným šroubem a samojistnou maticí je zajištěno pevné spojení náboje disku kola a ráfku (viz. Obr. 61)



Obr. 61: Kolo ATV připojení náboje disku kola

### 8.7 Energetický subsystém

Pro napájení robotické sekačky byl zvolen akumulátor WB-LP12V40AH od firmy GWL/Power. Jedná se o speciální články pro průmyslové použití. Požadované napětí 24V bude zajištěno zapojením akumulátorů do série. Bylo použito celkem 4 baterií pro napájení jednotlivých systémů robotické sekačky, s rezervou pro napájení senzorů řízení.

Akumulátor WB-LP12V40AH

<b>Výstupní napětí</b>	12 V
<b>Kapacita</b>	40 Ah
<b>Rozměry (d x š x v)</b>	208x225x125 mm
<b>Hmotnost</b>	9 kg
<b>Počet provozních cyklů</b>	2000-8000

Tab. 31: Technické parametry WB-LP12V40AH



Obr. 62: Akumulátor WB-LP12V40AH

### 8.8 Dokovací stanice

V útrokách dokovací stanice jsou vloženy nabíječky GWL/Power: Charger 24V/20A od stejné firmy, která nám dodala akumulátory. Dokovací stanice slouží k nabíjení všech akumulátorů zároveň. Protože jsou dvě baterie zapojeny sériově, kvůli dvojnásobnému napětí, pro rychlejší nabíjení a zkrácení času jsou použity dvě nabíječky (nabíjení 4 baterií- 2 páry baterií, zapojeny sériově).

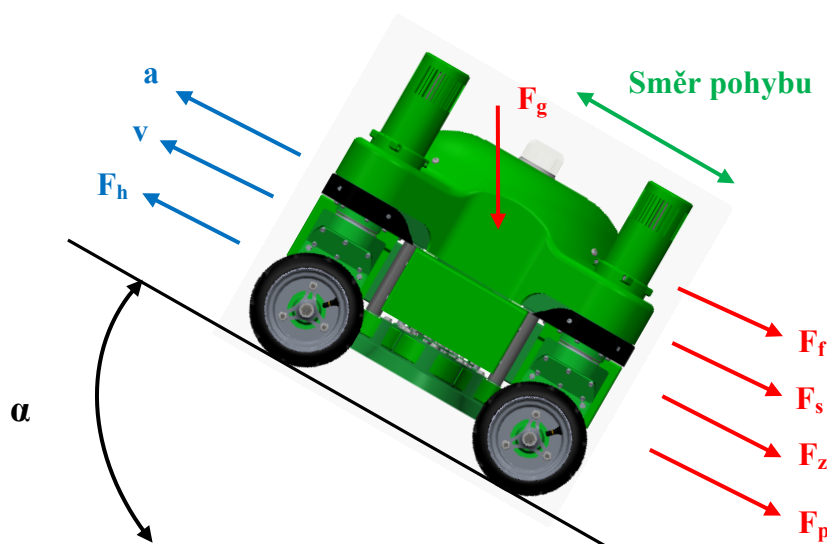


Obr. 63: Dokovací stanice

## 9 Návrh a kontrolní výpočet základních konstrukčních prvků

### 9.1 Návrh pohonné jednotky pohonu kol

Při návrhu pohonu pro kolový podvozek se vycházelo z metodiky návrhu motorových vozidel (viz. Výpočet [23]). Následující schéma zobrazuje působící síly potřebné k návrhu pohonu.



Obr. 64: Schéma působení sil na robotickou sekačku

#### Legenda:

$F_f$  – valivý odpor

$F_v$  – vzdušný odpor

$F_s$  – odpor stoupání

$F_g$  – tíhová síla

$F_z$  – odpor zrychlení

$F_h$  – hnací síla

#### Vstupní hodnoty:

- |                                    |  |
|------------------------------------|--|
| - rychlost sekačky                 | $v_m = 1,11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| - zrychlení sekačky                | $a_m = 0,28 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ |
| - tíhové zrychlení                 | $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$   |
| - hmotnost sekačky                 | $m_c = 130 \text{ kg}$                   |
| - valivý poloměr kola              | $r_k = 0,105 \text{ m}$                  |
| - úhel stoupání terénu             | $\alpha = 30^\circ$                      |
| - součinitel valivého odporu       | $f_k = 0,2$                              |
| - součinitel vlivu rotačních částí | $\vartheta = 1,5$                        |

### **Jízdní odpory:**

Jízdní odpory představují síly působící proti směru sekačky. Výsledná hnací síla musí překonat součet níže uvedených jízdních odporů:

$$F_h = F_f + F_s + F_z + F_v \quad (9.1)$$

#### **➤ Odpor valivý – $F_f$**

Pro jedno kolo platí vztah:

$$F_{fK} = Z_K \cdot f_k \quad (9.2)$$

kde:  $Z_K$  - radiální reakce vozovky

$f_k$  - součinitel valivého odporu kola

Pro celou sekačku potom platí:

$$F_f = \sum_i F_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{ki} \quad (9.3)$$

kde:  $i$  - počet kol

Za předpokladu, že součinitel valivého odporu je pro všechny kola stejný při jízdě po rovině:

$$F_f = f_k \cdot G \quad (9.4)$$

Za předpokladu, že součinitel valivého odporu je pro všechny kola stejný při jízdě po nakloněné rovině pod úhlem  $\alpha$ :

$$F_f = f_k \cdot \sum_i Z_{Ki} = f_k \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (9.5)$$

kde:  $G$  - celková tíha sekačky

$\alpha$  - úhel sklonu povrchu

#### **➤ Odpor vzdušný – $F_v$**

Vzhledem k pomalé jezdové rychlosti (max. 4 km/h), malým rozměrům byl odpor prostředí zanedbatelný.

➤ **Odpor stoupání –  $F_s$**

Odpor stoupání vzniká při jízdě po nakloněné rovině. Travnatý povrch je v některých případech velmi členitý, byl tedy zvolen max. sklon travnaté plochy  $30^\circ$ . Velikost odporu stoupání je dán vztahem:

$$F_s = G \cdot \sin \alpha \quad (9.6)$$

➤ **Odpor zrychlení –  $F_z$**

Při zrychlování sekačky dochází k působení setrvačné síly proti směru zrychlení. Velikost setrvačného odporu je dána vztahem:

$$F_z = \left( m + \sum_i \left( \frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \right) \right) \cdot a = F_{zp} + F_{zr} \quad (9.7)$$

skládá se z odporu zrychlení posuvné části:

$$F_{zp} = m_c \cdot a \quad (9.8)$$

kde:  $m_c$  - celková hmotnost manipulátoru včetně objektu manipulace  
 $a$  - zrychlení

a z odporu zrychlení rotujících částí:

$$F_{zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \cdot a \quad (9.9)$$

kde:  $J_{Ki}$  - hmotnostní moment setrvačnosti i-tého kola  
 $r_{ki}$  - valivý poloměr i-tého kola

Pro zjednodušení výpočtu se zavádí součinitel vlivu rotačních částí. Výsledný vztah pak vypadá takto:

$$F_z = \vartheta \cdot m_c \cdot a \quad (9.10)$$

kde:  $\vartheta$  - součinitel vlivu rotačních částí zohledňující odpor rotujících součástí pohonu (byla zvolena hodnota 1,5)

**Potřebná hnací síla:**

Při pohybu sekačky musí hnací síla překonat všechny jízdní odpory. Vztah pro potřebnou celkovou hnací sílu, kterou potřebujeme pro návrh pohonu s kolovým podvozkem, získáme dosazením vztahu (9.2), (9.6) a (9.10) do vztahu (9.11):

$$F_h = Z_K \cdot f_k + G \cdot \sin \alpha + \vartheta \cdot m_c \cdot a \quad (9.11)$$



Za předpokladu, že radiální reakce vozovky  $Z_K$ , je stejně velká jako zatížení kola, pak pro jednotlivá kola na nakloněné rovině s úhlem sklonu  $\alpha$  je dán vztah:

$$Z_K = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} \quad (9.12)$$

kde:  $n$  - počet kol sekačky

### **Potřebná hnací síla na jednom kole:**

Robotická sekačka disponuje čtyřmi koly, všechny tyto kola měli být poháněny samostatným stejnosměrným motorem za pomoci řetězového převodu, synchronní řízení všech čtyř kol jednou pohonnou jednotkou. Protože parametry (hnací výkon, kroutící moment), které vyšli dle stanovených hodnot po výpočtu tohoto motoru byly neúnosné pro toto řešení, přešlo se na variantu řešení pohonu, na každé kolo samostatná pohonná jednotka.

Robotická sekačka má tedy poháněné všechny čtyři kola, celková hnací síla se rovnoměrně rozdělí mezi hnací kola. Pomocí vztahu (9.11) a (9.12) získáme výsledný vztah:

$$F_{hj} = \frac{1}{n_k} \cdot \left( \frac{f_k \cdot m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} + G \cdot \sin \alpha + \vartheta \cdot m_c \cdot a \right) \quad (9.13)$$

### **Výpočet potřebných parametru hnacího motoru kola**

Při dimenzování potřebných parametrů hnacího motoru kola se vycházelo z nejnejpříznivějších podmínek, které mohou nastat v reálné situaci. Výpočet byl proto proveden pro tyto čtyři situace:

- A- Rozjezd z klidu po rovině
- B- Rovnoměrný pohyb po rovině
- C- Rozjezd z klidu po nakloněné rovině
- D- Rovnoměrný pohyb po nakloněné rovině

## A Určení potřebných parametrů pohonu pro rozjezd z klidu po rovině

Popis veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost sekačky	m	130	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	m·s <sup>-2</sup>
Součinitel valivého odporu	f <sub>k</sub>	0,2	-
Maximální rychlost sekačky	v <sub>pmax</sub>	1,111	m·s <sup>-1</sup>
Maximální zrychlení sekačky	a <sub>pmax</sub>	0,28	m·s <sup>-2</sup>
Součinitel vlivu rotačních hmot	g	1,5	-
Úhel nakloněné roviny	α <sub>k</sub>	0	°
Poloměr kola	r <sub>k</sub>	0,105	m

Tab. 32: Vstupní parametry pro výpočet situace A

### Hnací síla

Dosazením do vzorce (9.13) byla vypočtena potřebná hnací síla.

$$F_{hj} = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{0,2 \cdot 130 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ}{4} + 1275 \cdot \sin 0^\circ + 1,5 \cdot 130 \cdot 0,28 \right) = \underline{\underline{29,5N}}$$

kde: n<sub>k</sub> - počet poháněných kol sekačky

### Potřebný výkon hnacího kola:

$$P_{hj} = F_{hj} \cdot v_{max} \quad (9.14)$$

$$P_{hj} = 29,5 \cdot 0,556 = \underline{\underline{32,8W}}$$

### Potřebný kroutící moment hnacího kola:

$$M_{hj} = F_{hj} \cdot r_k \quad (9.15)$$

$$M_{hj} = 29,5 \cdot 0,105 = \underline{\underline{3,1Nm}}$$

### Potřebné otáčky hnacího kola:

$$n_{hj} = \frac{60 \cdot v_m}{2 \cdot \pi \cdot r_k} \quad (9.16)$$

$$n_{hj} = \frac{60 \cdot 1,11}{2 \cdot \pi \cdot 0,105} = \underline{\underline{101min^{-1}}}$$

**B Určení potřebných parametrů pohonu při rovnoměrném pohybu po rovině**

Popis veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost sekačky	m	130	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Součinitel valivého odporu	$f_k$	0,2	-
Maximální rychlost sekačky	$v_{\text{pmax}}$	1,111	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Maximální zrychlení sekačky	$a_{\text{pmax}}$	0	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Součinitel vlivu rotačních hmot	$\vartheta$	1,5	-
Úhel nakloněné roviny	$\alpha_k$	0	°
Poloměr kola	$r_K$	0,105	m

Tab. 33: Vstupní parametry pro výpočet situace B

Postupným dosazováním hodnot do vzorců (9.13), (9.14), (9.15) a (9.16) byly vypočteny pro situaci B, tyto hodnoty parametrů:

**Hnací síla**

$$F_{hj} = 15,9\text{N}$$

**Potřebný výkon hnacího kola:**

$$P_{hj} = 17,7\text{W}$$

**Potřebný kroutící moment hnacího kola:**

$$M_{hj} = 1,7\text{Nm}$$

**Potřebné otáčky hnacího kola:**

$$n_{hj} = 101\text{min}^{-1}$$

**C Určení potřebných parametrů pohonu při pohybu z klidu po nakloněné rovině**

Popis veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost sekačky	m	130	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Součinitel valivého odporu	$f_k$	0,2	-
Maximální rychlost sekačky	$v_{\text{pmax}}$	0,555	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Maximální zrychlení sekačky	$a_{\text{pmax}}$	0,138	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Součinitel vlivu rotačních hmot	$\vartheta$	1,5	-
Úhel nakloněné roviny	$\alpha_k$	30	°
Poloměr kola	$r_K$	0,105	m

Tab. 34: Vstupní parametry pro výpočet situace C

Postupným dosazováním hodnot do vzorců (9.13), (9.14), (9.15) a (9.16) byly vypočteny pro situaci B, tyto hodnoty parametrů:

**Hnací síla**

$$F_{hj} = 179,9N$$

**Potřebný výkon hnacího kola:**

$$P_{hj} = 100W$$

**Potřebný kroutící moment hnacího kola:**

$$M_{hj} = 18,9Nm$$

**Potřebné otáčky hnacího kola:**

$$n_{hj} = 50,5min^{-1}$$

**D Určení potřebných parametrů pohonu při pohybu po nakloněné rovině**

Popis veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost sekačky	m	130	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	m·s <sup>-2</sup>
Součinitel valivého odporu	f <sub>k</sub>	0,2	-
Maximální rychlost sekačky	v <sub>pmax</sub>	0,555	m·s <sup>-1</sup>
Maximální zrychlení sekačky	a <sub>pmax</sub>	0	m·s <sup>-2</sup>
Součinitel vlivu rotačních hmot	g	1,5	-
Úhel nakloněné roviny	α <sub>k</sub>	30	°
Poloměr kola	r <sub>K</sub>	0,105	m

Tab. 35: Vstupní parametry pro výpočet situace D

Postupným dosazováním hodnot do vzorců (9.13), (9.14), (9.15) a (9.16) byly vypočteny pro situaci B, tyto hodnoty parametrů:

**Hnací síla**

$$F_{hj} = 173,2N$$

**Potřebný výkon hnacího kola:**

$$P_{hj} = 96,2W$$

**Potřebný kroutící moment hnacího kola:**

$$M_{hj} = 18,2 \text{ Nm}$$

**Potřebné otáčky hnacího kola:**

$$n_{hj} = 50,5 \text{ min}^{-1}$$

**Souhrn požadovaných parametrů pohonu**

Situace	Požadované parametry pohonu			
	Hnací síla $F_k[\text{N}]$	Výkon $P_k[\text{W}]$	Kroutící moment $M_k[\text{N}\cdot\text{m}]$	Otáčky $n_k[\text{min}^{-1}]$
<b>A</b>	29,5	32,8	3,1	101
<b>B</b>	15,9	17,7	1,7	101
<b>C</b>	179,9	100	18,9	50,5
<b>D</b>	173,2	96,2	18,2	50,5

Tab. 36: Souhrn požadovaných parametrů pohonu

Označení vstupních parametrů pro volbu pohonu sekačky

**9.1.1 Volba pohonu**

Na základě provedených výpočtů, potřebných parametrů na hnacím kole, byl z katalogu firmy Transtecno([13]) zvolen stejnosměrným komutátorový motor EC100.24E a odpovídající dvoustupňová převodovka ECP100/522.



Obr. 65: Pohonná jednotka firmy Transtecno

### 9.1.2 Kontrolní výpočet pohonné jednotky

Kontrolní výpočet byl stanoven na nejnepríznivější situaci, která může nastat v reálném prostředí. Tedy situaci, kdy sekačka se rozjíždí z klidu po nakloněné rovině.

- požadovaný výkon  $P_{hj} = 100W$
- požadovaný moment  $M_{hj} = 18,9Nm$
- požadované otáčky  $n_{hj} = 50,5min^{-1}$

#### Výstupní hodnoty z pohonné jednotky od firmy Transtecno:

- výkon motoru  $P_m = 140 W$
- kroutící moment motoru  $M_m = 0,43 Nm$
- otáčky motoru  $n_m = 3000 min^{-1}$
- převodový poměr převodovky  $i_p = 28,9$
- otáčky z převodovky  $n_p = 112min^{-1}$
- kroutící moment z převodovky  $M_p = 9,3Nm$

#### Převod v závěsu kola článkovým řetězem

- průměr hnacího řetězového kola  $d_{čř1} = 42mm$
- průměr hnaného řetězového kola  $d_{čř2} = 92mm$
- převodový poměr  $i_{čř} = 2,19$
- účinnost převodu  $\eta_{čř} = 0,96$

#### Celkový převodový poměr

$$i_c = i_p \cdot i_{čř} \quad (9.17)$$

$$i_c = 28,9 \cdot 2,19 = 63,3$$

#### Skutečný kroutící moment na hnacím kole:

$$M_{sk} = M_p \cdot i_{čř} \cdot \eta_{čř} \quad (9.18)$$

$$M_{sk} = 9,3 \cdot 2,19 \cdot 0,96 = \underline{\underline{21,26Nm}}$$

$$\text{Podmínka, že: } M_{sk} > M_{hj} \quad 19,55Nm > 18,9Nm \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

**Skutečné otáčky na hnacím kole:**

$$n_{sk} = \frac{n_p}{i_{\check{r}}} \quad (9.19)$$

$$n_{sk} = \frac{112}{2,19} = \underline{\underline{51,14min^{-1}}}$$

Podmínka, že:  $n_{sk} > n_{hj}$

$$51,14min^{-1} > 50,5min^{-1} \Rightarrow Vyhovuje$$

**Skutečný výkon na hnacím kole:**

$$P_{sk} = P_m \cdot \eta_{\check{r}} = 140 \cdot 0,96 = \underline{\underline{134,4W}} \quad (9.20)$$

Podmínka, že:  $P_{sk} > P_{hj}$

$$134,4W > 100W \Rightarrow Vyhovuje$$

Z provedeného kontrolního výpočtu skutečných parametrů na hnacím kole vyplývá, že pohonná jednotka byla zvolena správně.

**9.1.3 Brzdění pohonné jednotky**

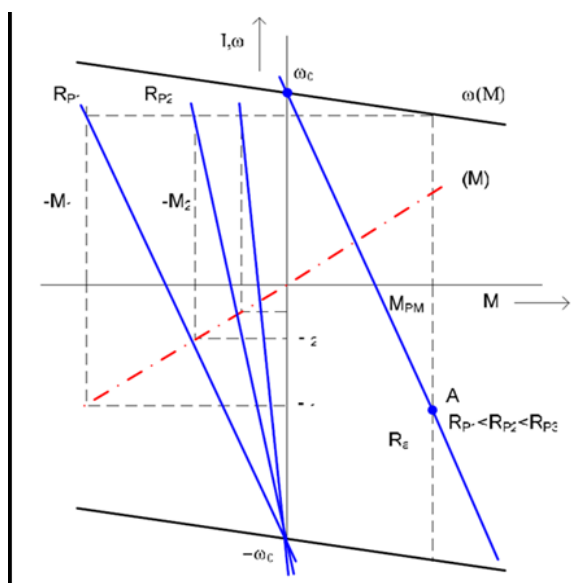
DC motory Transtecno používají technologii plugging method of braking, což znamená metodu protisměrného brzdění.

K protiproudému brzdění dojde přepólováním napětí na kotvě. Protože tomuto stavu odpovídají na vlastní charakteristice velké proudy a momenty, je nutné, aby se současně s přepólováním zařadil do kotvy velký přídavný odpor k omezení proudového a momentového rázu.

$$\text{Napěťová rovnice proti proudého brzdění: } -U_a = c\phi\omega + (R_a + R_p)I_a \frac{U_a - c\phi\omega}{R_a} \quad (9.21)$$

$$\text{odpor proudu: } I_a = -\frac{U_a + c\phi\omega}{R_a + R_p} = \frac{M}{c\phi} \quad (9.22)$$

$$\text{a rychlost: } \omega = -\left[ \frac{U_{an}}{c\phi_n} + \frac{(R_a + R_p) \cdot M}{(c\phi_n)^2} \right] \quad (9.23)$$



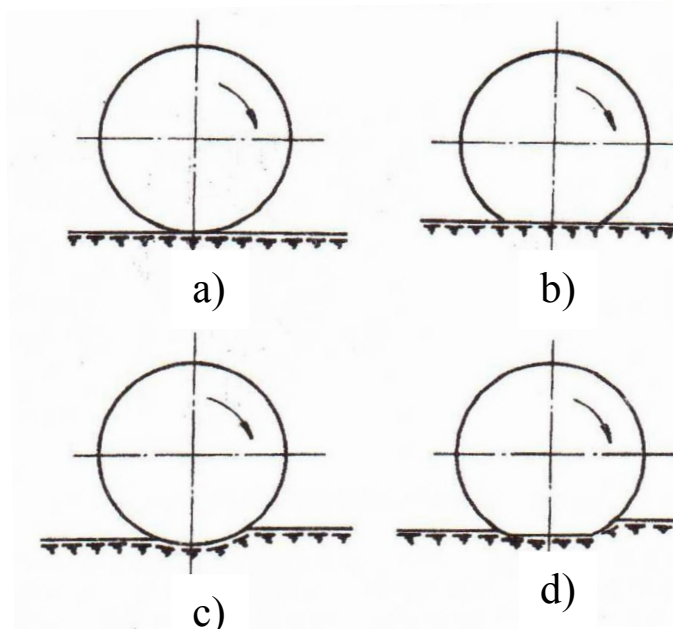
Obr. 66: Mechanické charakteristiky protiproudého brzdění

([18])

## 9.2 Návrh pohonné jednotky řízení kol

### 9.2.1 Styk kola s podložkou a přenos sil mezi kolem a terénem

Při zkoumání problematiky styku kola s půdou je nutné rozlišovat následující čtyři případy (viz. Obr. 67).



- a) Tuhé kol na tuhé podložce
- b) Poddajné kolo na tuhé podložce
- c) Pevné nepoddajné kolo v měkkém terénu
- d) Poddajné kolo na poddajném terénu

Obr. 67: Základní druhy kol a terénu



a) Tuhé kolo na tuhé podložce

V ideálním případě nedochází ani k deformaci podložky, ani k deformaci kola. Prakticky jisté deformace existují, jsou však velmi malé. Tento případ je reprezentován např. dvojicí-ocelové pojízďecí kolo a kolejnice

b) Poddajné kolo (pneumatika) na tuhé podložce

V tomto případě je deformace podložky nulová nebo téměř nulová a deformace kola (pneumatiky) větší, je dána tuhostí kola, tj. tuhostí pláště (jeho kostry) a tlakem huštění. Případ je schematicky znázorněn na obrázku (67b). V praxi tento případ reprezentován zemním strojem na pneumatikách pohybujícím se na pevné vozovce (beton, asfalt).

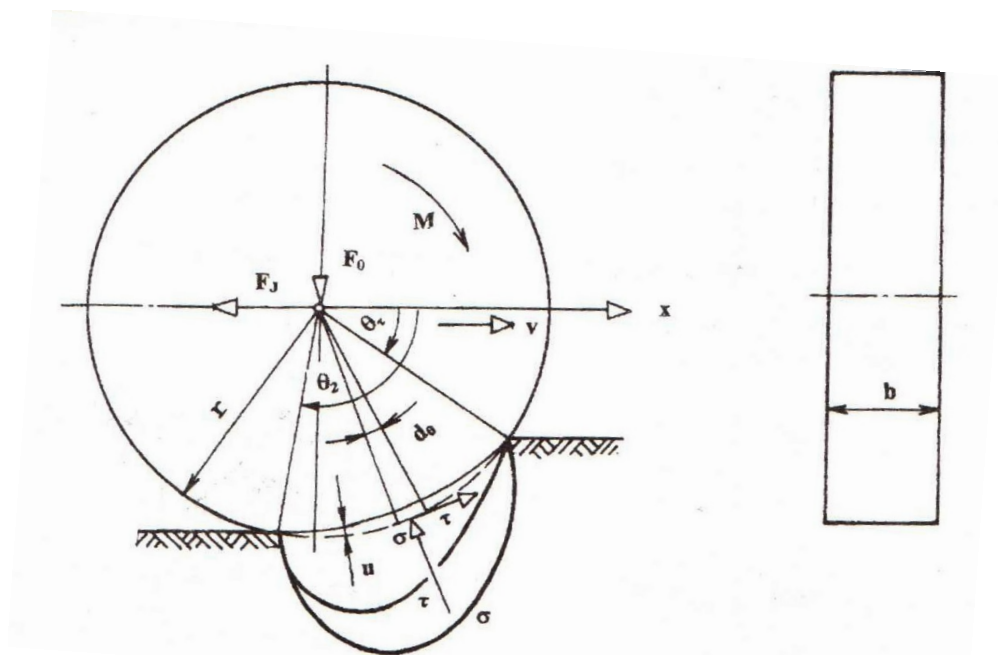
c) Pevné (nepoddajné) kolo v měkkém terénu

Kolo nevykazuje žádnou deformaci, silně se však deformuje půda pod kolem (Obr. 67c) Tento stav nastává např. u hydraulického lopatového rypadla BROYT X2B, vybaveného ocelovými pojízďecími válci.

d) Poddajné kola (pneumatika) na poddajném podkladě

Tento případ je pro rypadla na kolovém podvozku typický. Dochází jak k deformaci pneumatiky, tak k deformaci podložky (terénu). Při řešení styku kola s půdou je nutné tento stav respektovat. Tento obecný případ je znázorněn na obrázku (67d).

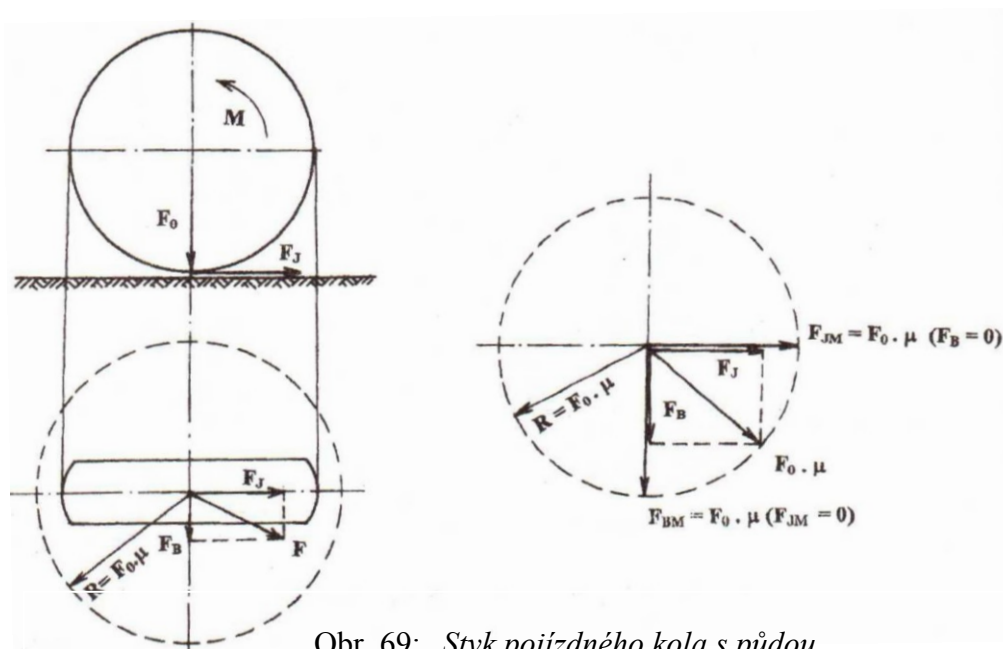
Poddajné pojízďecí kolo se stýká s půdou v obecné prostorové ploše, které říkáme plocha dosedací, respektive styková. Délka dosedací plochy ve směru pohybu je délkou záběru. Plochou otisku rozumíme průnik plochy dosedací s rovinou jízdní dráhy (plocha otisku je tedy určena obrysem vtlačení na povrchu roviny pojezdu). Na tvrdém podkladě se kolo zaboří jen málo a vytvoří otisk dezénu (vzorku) pneumatiky.



Obr. 68: Pružné kolo na poddajném podkladě

- $F_J$  - jízdní odpor [N]
- $F_0$  - svislé zatížení kola [N]
- $M$  - hnací moment [Nm]
- $i$  - prokluz kola [-]
- $x$  - souřadnice ve směru jízdy [m]
- $O_1$  - úhel určující počátek záběru kola s půdou [rad]
- $O_2$  - úhel určující konec záběru kola s půdou [rad]
- $O$  - úhel kontaktu  $O=O_2-O_1$  [rad]
- $\sigma$  - normální napětí [Pa]
- $\tau$  - tečné napětí [Pa]
- $u$  - deformace pneumatiky [m]
- $b$  - šířka pneumatiky [m]

Při řízení kol sekačky musíme překonat kroutící momentem na jednotlivých závěsech kol třecí sílu, která vznikne na ploše otisku mezi povrchem podložky a pneumatiky kola sekačky.



Obr. 69: Styk pojízdného kola s půdou

Na poddajném podkladě je přenos hnací síly umožňován třecími a kohezními vlastnostmi zeminy. Velikost maximální hnací síly lze odvodit z Coulombovy rovnice:

$$\tau = c + \sigma \cdot \operatorname{tg} \rho \text{ [Pa]} \quad (9.24)$$

$$\text{při podmínce, že: } \tau_s = \frac{F_j}{S_o} \text{ a } q_s = \frac{F_o}{S_o} \quad (9.25)$$

Kde velikost usmykované plochy je přibližně rovna ploše otisku

$$F_j = F_o \cdot \operatorname{tg} \rho + S_o \cdot c \quad (9.26)$$

Velikost plochy otisku spočteme pomocí vztahu:

$$S_o = (0,9 \div 0,85) \cdot b \cdot l \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.27)$$

b – šířka otisku pneumatiky [m]

l – délka otisku pneumatiky [m]

Protože nevíme, jak se bude chovat námi zvolená pneumatika na sekačce, budeme tedy předpokládat, že se bude dotýkat povrchu podkladu v celé šířce (130mm) a délku otisku zvolíme (50mm).

$$S_o = 0,9 \cdot 0,13 \cdot 0,05 = 5,85e^{-3} \text{ m}^2 \quad (9.28)$$

Plocha, na kterou působí síla  $F_o$  (svislé zatížení kola) je tedy rovna ploše  $S_o$ . Na této ploše vzniká při otáčení kola tření.

Předpokládáme, že hmotnost sekačky je rovnoměrně rozložena mezi všechny čtyři kola, tedy síla  $F_o$  (svislé zatížení kola) bude odvozena ze vztahu:

$$F_o = \frac{F}{4} = \frac{m \cdot g}{4} [\text{N}] \quad (9.29)$$

$m$  – hmotnost sekačky [kg]

$g$  – gravitační zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$F$  – síla působící na všechny kola [N]

$$F_o = \frac{130 \cdot 9,81}{4} = \frac{1275,3}{4} = 318,8 \text{N} \quad (9.30)$$

Hodnoty úhlu vnitřního tření a soudržnosti  $c$  jsou uvedeny v následujících tabulkách (Tab. 37 a Tab. 38).

Druh a stav zeminy	$\rho$ [°]
vlhký jíl	1-10
vlhká jílovitá zemina	13-15
hlína	15-17
písčítá hlína	17-22
práškovitý písek	20-25
střední písek	25-33
hrubý štěrk	22-38
suchý jíl	38-40

Tab. 37: Hodnoty úhlů vnitřního tření zeminy  $\rho$

Zemina	jíl	hlína	hlinitopísčítá	písek
tvrdá	0,15	0,1	0,06	0,02
polotvrdá	0,09	0,06	0,04	0,015
tuhá zemina	0,05	0,04	0,025	0,01
měkká mazlavá	0,03	0,02	0,015	0,005

Tab. 38: Hodnoty soudržnosti  $c$  [MPa] zemin v různých stavech

Předpokládáme nejhorší možné stavy, které mohou nastat při reálném provozu sekačky. Jsou tedy zvoleny tyto hodnoty a následně dosazeny do vzorce (9.26) vypočteme sílu  $F_j$ .

Hodnota úhlu tření vnitřní zeminy  $\rho$  –  $40^\circ$

Hodnota soudržnosti zeminy  $c$  – 0,1

$$F_j = 318,5 \cdot \tan 30^\circ + 5,85e^{-3} \cdot 0,1 = 267,3 \text{N}$$

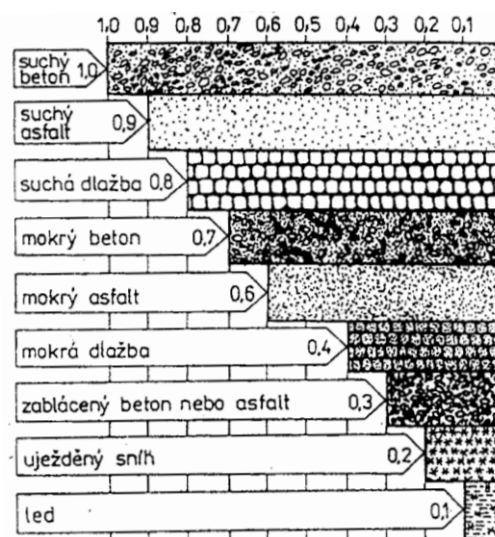
Pro výpočet boční síly musíme spočítat ještě zatížení kola, které je ovlivněno součinitelem adheze ( $\mu$ ). Tato hodnota závisí na kvalitě a stavu povrchu daného mezi podkladem a pneumatikou.

Hodnoty součinitele adheze jsou v tabulce (tab. 39), které jsou znázorněny také na obrázku (Obr. 70.)

Povrch	druh	$\mu$
asfalt	suchý	až 0,9
	vlhký	až 0,7
beton	suchý	0,8 až 1
	vlhký	0,5 až 0,8
makadam	suchý	0,8
polní cesta	hlinitá	0,8
	písčítá	0,7
oranice	čerstvá	0,4 až 0,5
	úhelná	0,5 až 0,7
pole	rozbahněné	0,1
louka		0,1
drn		0,8 až 1
písek	suchý	0,1
	vlhký	0,1

Tab. 39: Hodnoty součinitele adheze

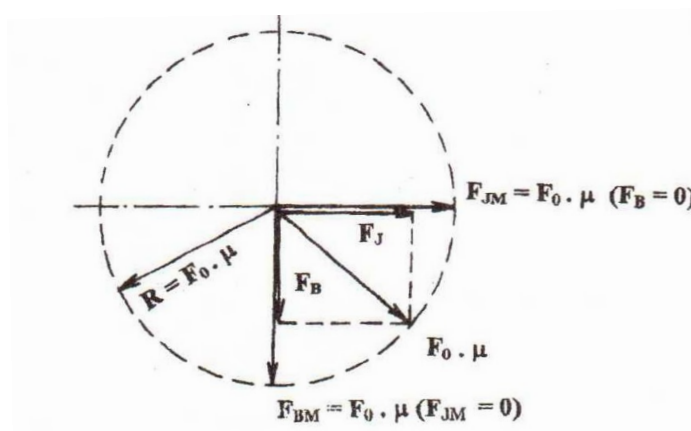
#### Součinitel tření (přilnavosti)



Obr. 70: Velikost součinitele tření přilnavosti podle druhu poježděné podložky

Znovu budeme předpokládat nejhorší možnou situaci, která může nastat při provozu sekačky. Nejhorší součinitel adheze je při otáčení kola na suchém povrchu betonu  $\mu=1$ .

Složka síly  $F_B$  je tedy stejná jako síla působící na jedno kolo. Nyní můžeme vypočítat složku síly boční  $F_B$  znázorněnou na obrázku (Obr. 69) pomocí Pythagorovy věty (9.31).



Obr. 71: Velikost součinitele tření přilnavosti podle druhu poíždění

$$(F_0 \cdot \mu)^2 = F_J^2 + F_B^2 \quad (9.31)$$

Boční síla vyjádřena ze vztahu Pythagorovy věty:

$$F_B = \sqrt{(F_0 \cdot \mu)^2 - F_J^2} \quad (9.32)$$

$$F_B = \sqrt{318,5^2 - 267,3^2} = 51,2N$$

Kroutící moment potřebný pro otočení kola bude tedy závislý na velikost poloměru kola a musí být menší než kroutící moment odvozený od pohonné jednotky řízení kol, působící na jedno kolo  $M_{kp1kolo}$ .

$$M_{KB} = F_B \cdot R_{kola} \leq M_{KP1kolo} \quad (9.33)$$

$$M_{KB} = 51,2 \cdot 0,105 = 5,376Nm \quad M_{KB} \leq M_{KP1kolo}$$

Nyní můžeme navrhnout pohonnou jednotku pro řízení kol.

V předchozích výpočtech bylo voleno mnoho koeficientů různých veličin, z tohoto důvodu budeme uvažovat, že při návrhu v praxi bychom museli provést experimentální měření s navrženým kolem a povrchem podkladu.

Toto měření by bylo provedeno tak, že bychom na uvedené kolo připevnili hmotnost, kterou kolo přenáší. Následně bychom tlačili siloměrem na bok kola, až se kolo otočí ve svojí ose. Tuto sílu vynásobíme ramenem, na kterém jsme působili siloměrem (velikost poloměru pneumatiky). Výsledný působící moment je ten, který nám zaručuje jisté otočení kola za podmínek nastavených v experimentálním měření.

### 9.2.2 Volba pohonu

Na základě provedených výpočtů, byl stanoven kroutící moment odvozený od boční síly působící na bok pneumatika. Z katalogu firmy Transtecno ([13]) byla zvolena pohonná jednotka, která bude řídit všechny kola zároveň (synchronní řízení všech kol). Tato jednotka se skládá ze stejnosměrného motoru EC100.24E a šnekové převodovky ECM100/040 s výstupní hřídelí SZSX a přírubovým uchycením FS.



Obr. 72: Pohonná jednotka – motor s převodovkou ECM

### 9.2.3 Kontrolní výpočet pohonné jednotky

Kontrolní výpočet je stanoven na základě, zda vyvinutý kroutící moment z výstupu převodovky je větší než moment potřebný pro natočení kol. Protože mezi jednotlivými koly je rozvod za pomoci válečkového řetězu (převodový poměr  $i=2:1$  převod do pomala), musíme uvážit i ztráty, které nastanou při přenosu kroutícího momentu řetězem.

### Výstupní hodnoty z pohonné jednotky od firmy Transtecno:

- výkon motoru	$P_m = 140 \text{ W}$
- kroutící moment motoru	$M_m = 0,43 \text{ Nm}$
- otáčky motoru	$n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr převodovky	$i_p = 100$
- otáčky z převodovky	$n_p = 30 \text{ min}^{-1}$
- kroutící moment z převodovky	$M_p = 25 \text{ Nm}$
- převodový poměr řetězového převodu	$i = 2$
- účinnost válečkového řetězu	$\eta_r = 0,96$
- účinnost valivých ložisek	$\eta_l = 0,98$

Výsledný kroutící moment pro natáčení jednoho kola

$$M_{KP1kolo} = \frac{M_p \cdot i \cdot \eta_r \cdot \eta_l^n}{n_k} \geq M_{KB} \quad (9.34)$$

$n_k$  – počet řízených kol

$n$  – počet valivých ložisek

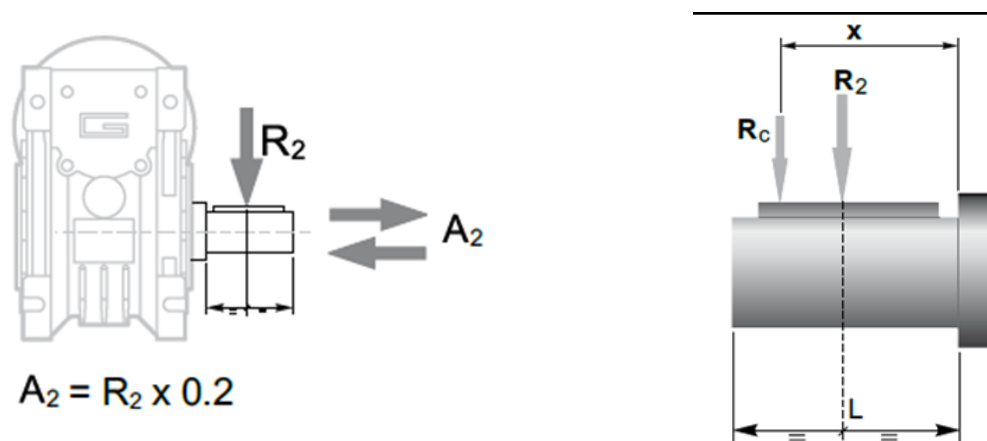
$$M_{KP1kolo} = \frac{25 \cdot 2 \cdot 0,96 \cdot 0,98^5}{4} = 10,8 \text{ Nm}$$

Podmínka, že:  $M_{KP1kolo} > M_{KBhj}$

$$10,8 \text{ Nm} > 5,376 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad ([17])$$



## 9.2.4 Kontrolní výpočet únosnosti převodovky



Obr. 73: Silové účinky působící na výstupní hřídel z převodovky

Radiální síla při  $n_2=30$  ot/min  $R_2=2300$ N a axiální síla vypočtena ze vztahu  $A_2= 460$ N

$$R_c = \frac{R_2 \cdot a}{(b + x)} \leq R_{2max} \quad (9.35)$$

Hodnoty pro zvolený typ převodovky CM040 jsou dány v katalogu ([13]):

$$a=84 \quad b=64 \quad R_{2max}=3000N$$

Vzdálenost x je osová vzdálenost zubů malého řetězového kola a hřídele převodovky.

$$x=81mm$$

$$R_c = \frac{2300 \cdot 84}{(64 + 81)} = 1332N \quad (9.36)$$

Podmínka, že:  $R_c \leq R_{2max}$

$$1332N < 3000N \Rightarrow Vyhovuje \quad ([13])$$

### 9.3 Návrh výpočtu motoru žacího ústrojí

Protože, je velmi složité vypočítat potřebnou sílu pro určení motoru žacího ústrojí u robotické sekačky, odvozují výpočet od už zkušných konstruktérů robotických sekaček firmy Ambrogio ([19]), která udává parametry motoru pro pohon žacího nože. Ve výpočtu je mnoho neznámých, které se musí vyzkoušet v praxi (odpor tření mokré trávy, výška max. trávy, kterou může nůž sekat, aniž by se neporušila funkce stejnoměrného sečení, ...) a proto volím metodu, kterou určí kroučící moment motoru potřebný pro jeden centimetr žacího nože o rychlosti otáček cca 3500 ot/min.



Obr. 74: Produktv Ambrogio robot ([19])

Robotické sekačky AMBROGIO					
Typ robotické sekačky	Kroučící moment [Ncm]	Velikost žacího nože [cm]	Výška sečení [mm]	Rychlost otáček nože (stand.-max.)	Kroučící moment [Ncm]/[cm] nože
<b>L200R Deluxe</b>	25	29	20-76	3000-4000 ot/min	0,86
<b>L200 Carbon</b>	35	29	20-56	3000-4000 ot/min	1,21
<b>L50 Evolution</b>	25	24	34, 40	3000-4000 ot/min	1,04
<b>L400 Carbon</b>	35	36	24-64	3000-4000 ot/min	0,97
<b>L75 Elite</b>	25	29	25-65	3300-3600 ot/min	0,86
<b>L75 Deluxe</b>	25	24	25-65	3300-3600 ot/min	1,04
	<b>Průměrný kroučící moment motoru [Ncm] na 1cm žacího nože</b>				1,00

Tab. 40: Určení síly motoru dle velikosti žacího nože podle sekaček Ambrogio

Protože sekačky od firmy Ambrogio ([19]), které disponují větším počtem žacích nožů, používají na každý nůž zvlášť motor, musíme uvážit ztráty, které vzniknou řemenovým převodem.

([19])

Kroutící moment motoru bude tedy odpovídat následujícímu vztahu:

$$M_{mp} = \frac{M_{\emptyset 1cm} \cdot l_{nože} \cdot p}{\eta_{ř} \cdot \eta_l^n} \leq M_m \quad (9.37)$$

$M_{\emptyset 1cm}$  – kroutící moment na 1cm nože       $M_{\emptyset 1cm} = 1 [\text{Ncm}]$

$l_{nože}$  – délka žacího nože       $l = 18 [\text{cm}]$

$p$  – počet nožů žacího ústrojí       $i = 4$

$\eta_{ř}$  – účinnost řemene       $\eta_{ř} = 0,96$

$\eta_l$  – účinnost ložisek       $\eta_l = 0,98$

$n$  – počet ložisek       $n = 6$

$$M_{mp} = \frac{1 \cdot 18 \cdot 4}{0,96 \cdot 0,98^6} = 93,6 \text{Ncm}$$

### 9.3.1 Volba motoru žacího ústrojí

Podle určeného momentu, byl zvolen motor od firmy Dunkermotoren ([16]) DC motor BG75x50, který bude pohánět čtyři žací nože o délce 180 centimetrů pomocí řemenového převodu. V programu Creo Parametric 2.0 bylo také ověřeno, zda bude stačit potřebný výkon motoru pro roztočení daných nožů na stanovené otáčky.

Parametry motoru:

- výkon motoru       $P_m = 430 \text{ W}$
- kroutící moment motoru       $M_m = 1,1 \text{ Nm}$
- otáčky motoru       $n_m = 3500 \text{ min}^{-1}$

Podmínka, že:       $M_{mp} \leq M_m$

$$93,6 \text{Ncm} < 110 \text{Ncm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Podle zjištěných parametrů od výrobce sekaček firmy Ambrogio ([19]), by měl zvolený motor pro pohon nožů vyhovovat. Jestli je tento výběr správný bychom museli odzkoušet nejprve na prototypu sekačky a následně by se dalo optimalizovat.

#### 9.4 Návrh řemenového převodu – žací ustrojí

Protože rozmístění žacích nožů je specifické pro co největší záběr sekačky, museli jsme použít pro pohon jednotlivých řemenic oboustranný ozubený řemen. Byl tedy zvolen polyuretanový řemen od firmy Haberkorn ([20]) s lichoběžníkovým profilem zubu T5-DL o šířce  $b=16\text{mm}$ .

##### 9.4.1 Kontrolní výpočet řemenového převodu

V technické praxi se kontroluje, zda daný řemen přenese požadovaný výkon a jestli nedojde k přetržení řemenu.

<b>b</b>	<b>mm</b>	<b>6</b>	<b>10</b>	<b>16</b>	<b>25</b>	<b>32</b>
<b>F<sub>zul</sub></b>	<b>[N]</b>	180	330	570	930	1200
<b>T5</b>	<b>[kg/m]</b>	0,014	0,024	0,038	0,06	0,077
<b>T5-DL</b>	<b>[kg/m]</b>	0,016	0,027	0,043	0,067	0,086

Tab. 41: Parametry ozubeného řemenu T5 a T5-DL a jednotlivé šířky  $b$

Síla odvozená od kroutícího momentu motoru.

$$F_u = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_m}{d_o} \leq F_{zul} \quad (9.38)$$

$d_o$  - roztečný průměr řemenice [mm]

$F_{zul}$  – max. přenášená síla řemenu [N]

$$F_u = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{66,87} = 32,8\text{N}$$

Podmínka, že:  $F_u \leq F_{zul}$

$$32,8\text{N} < 570\text{N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 9.5 Výpočet přibližné doby provozu robotické sekačky

Pro výpočet přibližné doby provozu musíme znát celkový odběr proudu  $I_c$ , kterým získáme sečtením všech proudů komponentů. V níže uvedené tabulce jsou uvedeny proudy všech komponentů.

Protože jednotlivé motory budou mít určitý odběr při jízdě po rovinném terénu a jinou spotřebu ve svažitém terénu, bylo v tomto výpočtu počítáno s 15 % terénu svahu do sklonu 30° při 100 % výkonu motoru a 85 % terénu rovinného s výkonem motoru 20 %.

Komponent	Počet [ks]	Napětí [V]	Spotřeba proudu [A]	Spotřeba proudu celkem [A]	Příkon [W]	Spotřeba na rovině [A]	Spotřeba ve svahu do 30° [A]
<b>Motor BG75x50 - žací ústrojí</b>	1	24	21,40	21,40	860,00	21,40	21,40
<b>Brzda E100A</b>	1	24	0,30	0,30	/	0,30	0,30
<b>Motor EC100.240.E2 4 - pohon kol</b>	4	24	8,40	33,60	140,00	6,72	33,60
<b>Motor EC100.240.E2 4 - řízení kol</b>	1	24	8,40	8,40	140,00	8,40	8,40
<b>HG2-4012 zdvižná převodovka</b>	1	12	2,40	2,40	/	2,40	2,40
<b>Senzory</b>	/	12-24	10	10	/	10	10
<b>Celkem spotřeba sekačky:</b>						41,837	66,10
<b>Spotřeba při 85% terénu rovina a 15% terénu svah do 30°:</b>						44,693	9,915
<b>Celková spotřeba <math>I_c</math>:</b>						<b>51,752</b>	

Tab. 42: Proudové odběry jednotlivých komponentů

### Výdrž akumulátoru robotické sekačky:

$$T = \frac{K}{I_c} = \frac{80}{51,752} = 1,54h = \underline{\underline{93min}} \quad (9.39)$$

kde: K – kapacita akumulátorů

$I_c$  – celkový odběr proudu robotické sekačky

Vypočtená doba provozu robotické sekačky (93 minut) je tedy větší než požadovaná doba minimální doba provozu (90minut). Skutečná hodnota doby provozu se může lišit od doby provozu vypočtené, změnou prostředím sečení a jinými podmínkami. Pro získání přesné hodnoty je potřeba provést měření na prototypu sekačky v různém prostředí terénu o odlišném sklonu. Nesmíme zapomenout, že postupem stáří ztrácí baterie výdrž a klesá tím provozní doba sekačky.

## 10 Řízení robotické sekačky

Úkolem diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení robotické sekačky, proto nebylo řešeno řízení a sensorika. V této kapitole bude tedy pouze popsáno, jakými způsoby by šlo danou sekačku řídit a následně znázorněno na obrázku rozmístění senzorů pro řízení sekačky.

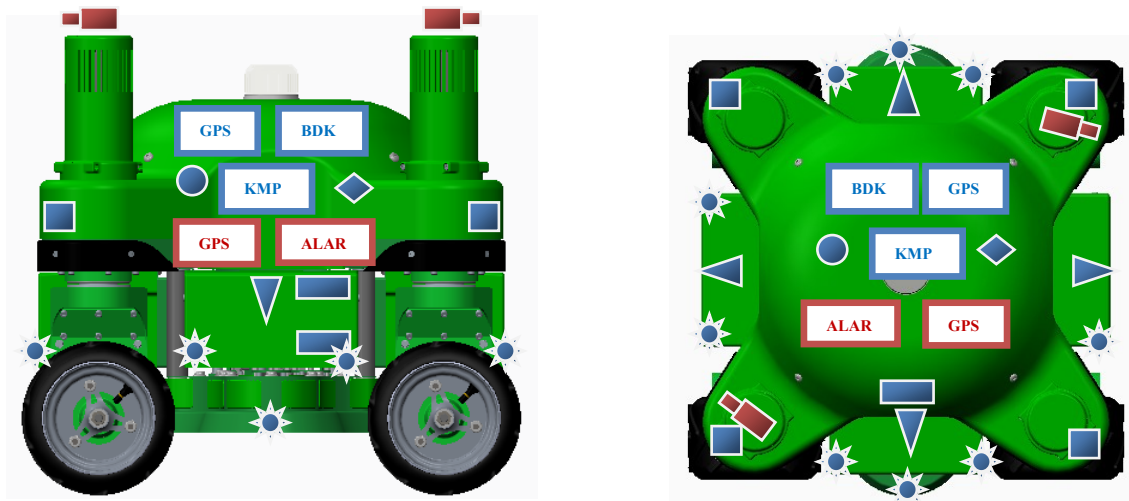
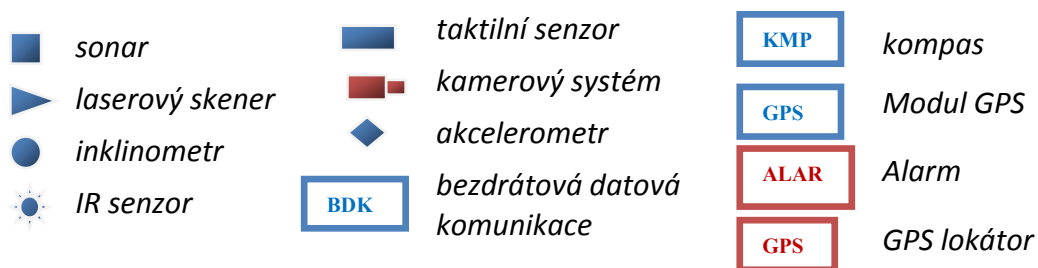
- Bezdrátové řízení z operátorského stanoviště, které bude umístěno v budově (např. vrátnice). Operátor kontroluje sekačku pomocí kamerového systému a souřadnic GPS kde se nachází. U tohoto řízení musí být předem stanoveno prostředí, kde se bude upravovat travnatý povrch. Trasa sekačky zavedena do řídicího systému (sekačka seče podle naprogramované dráhy) nebo pomocí souřadnic GPS vytyčen prostor sečení. Pomocí senzoru autonomní vyhnutí překážky.
- Bezdrátové řízení pomocí ovladače, operátor v přímém (vizuálním) kontaktu se sekačkou. Operátor řídí sekačku pomocí ovladače, menší nároky na sensorový systém sekačky. Využitelné i pro neznámé prostředí sečení, není nutný program pro vymezení prostoru oblasti sečení. Větší investice na provozní dobu sekačky, musí se platit fyzická osoba pro řízení, která musí být pořád v kontaktu se sekačkou.

### Rozmístění senzorů

Na níže uvedeném obrázku (Obr. 75) je znázorněn návrh rozmístění jednotlivých senzorů na sekačce. Tuto problematiku bude řešit osoba zabývající se řízením.

Pro větší ochranu proti krádeži je sekačka dovybavena GPS lokátorem, pomocí kterého lze dohledat sekačku při ztrátě či odcizení. Měl by mít samostatné napájení a uschován na místě, těžko dosažitelném proti odpojení.

Dále by bylo vhodné dovybavit sekačku alarmem, ten bude signalizovat vždy, při změně směru, který není podmíněn vyhnutí překážce na sečné ploše.



Obr. 75: Rozmístění senzoru

### 10.1 Kolizní stavy sekačky

Pokud chceme, aby sekačka měla co nejméně stavu kolize na námi navrhovaném pozemku, musíme brát ohled na několik základních věcí:

- ❖ Pozemek musí mít maximální sklon svahu 30°.
- ❖ Rohy by měli být zakončeny rámusem, vysypány mulčovací kůrou nebo zaoblenými patníky, v opačném případě bude třeba dokončit sečení jinou metodou.
- ❖ Nejužší prostor na pozemku by měl mít minimální šířku 1m (maximální šířka sekačky je 740mm). Proto je dobré dbát také na správné rozmístění stromů a keřů na pozemku kde se má sekačka pohybovat.
- ❖ Maximální výška patníku na chodníku 50mm.
- ❖ Dalším problém může nastat při přesečení kabelu pod napětím, proto je vhodné před vpuštěním sekačky na travnatou plochu zkontrolovat, zda není někde položen kabel a zamezit tak případnému nebezpečí, úrazem elektrického proudu.



## 11 Ekonomické zhodnocení

Cílem této kapitoly je provést ekonomické zhodnocení robotické sekačky. V tabulce uvedené níže jsou stanoveny ceny nakupovaných a vyráběných komponentů sekačky. Ceny jsou uvedeny s maximální možnou přesností. U vyráběných součástí bez uvedeného výrobce, byla cena stanovena odhadem. Výpočet doby návratnosti je stanoven v následující podkapitole.

Robotická sekačka					
Poř. číslo	Komponent	Výrobce	ks	Cena Kč/ks	Celková cena Kč
1	Akumulátor WB-LP12V40AH	GWL/Power	4	5082	20328
2	Motor EC.100.24E	Transtecno	5	2950	14750
3	Převodovka ECP.100/522	Transtecno	4	7430	29720
4	Převodovka ECM100/40SZSX	Transtecno	1	2890	2890
5	Motor BG 75x50	Dunkermotoren	1	7350	7350
6	Brzda E 100 A	Dunkermotoren	1	4123	4123
7	Enkoder	Dunkermotoren	1	2100	2100
8	Pružná spojka EKH10	R+W Coup.Tech.	4	1810	7240
9	Pružná spojka EK6	R+W Coup.Tech.	1	2540	2540
10	Zdvíhací převodovka HG2-4012	T.E.A Technik	1	4500	4500
11	Řemenice 27T5/42	Haberkorn	5	295	1475
12	Řemen T5-DL- 1325mm	Haberkorn	1	1825	1825
13	Řídicí jednotka PLN20	Transtecno	1	4912	4912
14	Řídicí jednotka PLN40	Transtecno	1	5760	5760
15	Svěrné upínací pouzdro BK50	Haberkorn	4	350	1400
16	Válečkový řetěz 08B-1	Haberkorn	1	970	970
17	Náboj disku kola	ATV	4	700	2800
18	Ložiska 6004	SKF	16	135	2160
19	Ložisko7210	SKF	4	987	3948
20	Ložisko7212	SKF	4	1507	6028
21	Gufero HMS5	SKF	4	85	340
22	Kolo 130/30R7	ATV	4	2200	8800
23	Rozeta řízení	/	4	450	1800
24	Řetězka kola malá	/	4	1100	4400
25	Řetězka kola velká	/	4	2100	8400
26	Příruba závěsu kola	/	4	810	3240
27	Příruba náboje kola	/	4	780	3120
28	Náboj ložiska 7212	/	4	280	1120
29	Ložiskový domek 7210	/	4	365	1460
30	Ložiskový domek 7212	/	4	410	1640
31	Napínací kladka řetězu	/	1	500	500

32	Vodící kladka řetězu	/	4	550	2200
33	Napínací kladka řemenu	/	1	650	650
34	Vodící tyč	/	4	250	1000
35	Závěs kola-svěřenec	/	4	2100	8400
36	Rám sekačky -svěřenec	/	1	12000	12000
37	Rám žacího ústrojí- svěřenec	/	1	7000	7000
38	Víko žacího ústrojí	/	1	1300	1300
39	Ložiskový domek horní	/	5	1520	7600
40	Hnací hřídel – žací ústrojí	/	1	850	850
41	Hnaná hřídel - žací nůž	/	4	910	3640
42	Ložiskový domek spodní	/	4	540	2160
43	Loži.domek spodní- hnací hř.	/	1	510	510
44	Unášec nože	/	4	320	1280
45	Žací nůž	/	4	230	920
46	Kryt žacích nožů	/	1	900	900
47	Pouzdra tyčí	/	4	135	540
48	Kryt baterie	/	4	730	2920
49	Kryt robotu	/	1	3500	3500
50	Spojovací materiál	/		5000	5000
<b>Celkové náklady na prototyp robotické sekačky</b>					<b>223499,-</b>

Tab. 43: Ekonomická studie prototypu robotické sekačky

Poz. Ceny v tabulce jsou uvedeny s DPH k datu 10.5.2013

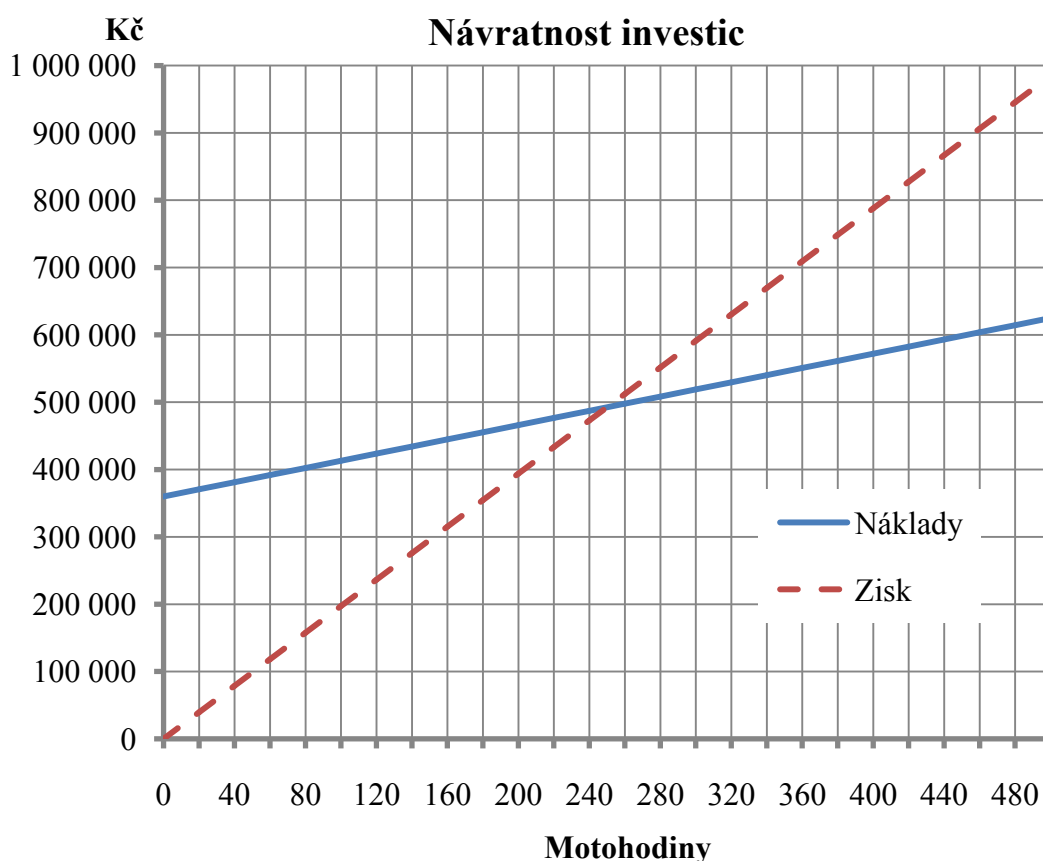
Celková cena prototypu robotické sekačky se vyšplhala na dosti vysokou cenu z důvodu kusové výroby a velkému počtu nenormalizovaných součástí, které se při kusové výrobě dosti špatně nadceňují. Při sériové výrobě by cena byla podstatně nižší. Protože nebylo zřejmé, jakým způsobem sekačka bude řízena, nejsou v ceně zahrnuty senzory pro řízení. Řízení sekačky je uvedeno v kapitole 9.

### 11.1 Návratnost investic

Návratnost investic robotické sekačky byla provedena podle ekonomické efektivity práce. Pro zadanou sečnou plochu, která byla stanovena 85% rovného terénu a 15% svažitého terénu do sklonu 30°. Podle těchto podmínek bylo určeno jakou sečnou plochu je sekačka schopna posekat za jednu hodinu. Dále byly určeny náklady na údržbu a vypočten zisk při posečení 1m<sup>2</sup>. Poz. V nákladech je uvedena cena – Osobní náklady-hodina práce. Jedná se o cenu obsluhy, tedy řízení pomocí fyzické osoby u sečení. Tuto hodnotu můžeme odečíst, pokud se bude sekačka pohybovat autonomně.

Nákladová položka	Kč
	Robotická sekačka
Cena prototypu (s DPH)	360 000
Průměrná odpisová doba stroje (5 sezon cca 400 motohodin)	2000
Znehodnocení stroje za 1 motohodinu práce (odpisy)	200
Osobní náklady- hodina práce	250
Náklady na elektrickou energii – nabíjení baterii 1 hod. práce	30
Údržba stroje (výměna náplní a opotřebení součástí) průměrná hodnota	50
Celkové náklady na hodinu práce	530
Průměrný výkon za hodinu m <sup>2</sup>	2500
Náklady na m <sup>2</sup>	0,212
Tržní cena za posečení 1m <sup>2</sup> plochy	1
Zisk z posečení 1m <sup>2</sup>	0,788
Zisk za 1 hodinu práce	1970

Tab. 44: Ekonomická efektivita práce



Graf 6: Návratnost investic

## 12 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení mobilního robotu pro údržbu travnaté plochy neboli robotickou sekačku.

Úvod práce byl zaměřen na rozdělení servisních robotů na jednotlivé aplikace pro profesionální a domácí použití. V následující kapitole bylo provedeno rozdělení sekaček podle několika způsobů. Dále bylo uvedeno jak správně pečovat a udržovat travnatou plochu. V úvodní části byla také provedena analýza dostupných robotických sekaček na českém trhu. Pro větší přehlednost a porovnání jednotlivých parametrů robotických sekaček byla zpracována tabulka se základními technickými parametry. Z provedené rešerše vyplynulo, že žádná z uvedených sekaček není plně autonomní, nedokážou překonat překážku a nemají dálkově nastavitelnou výšku sečení.

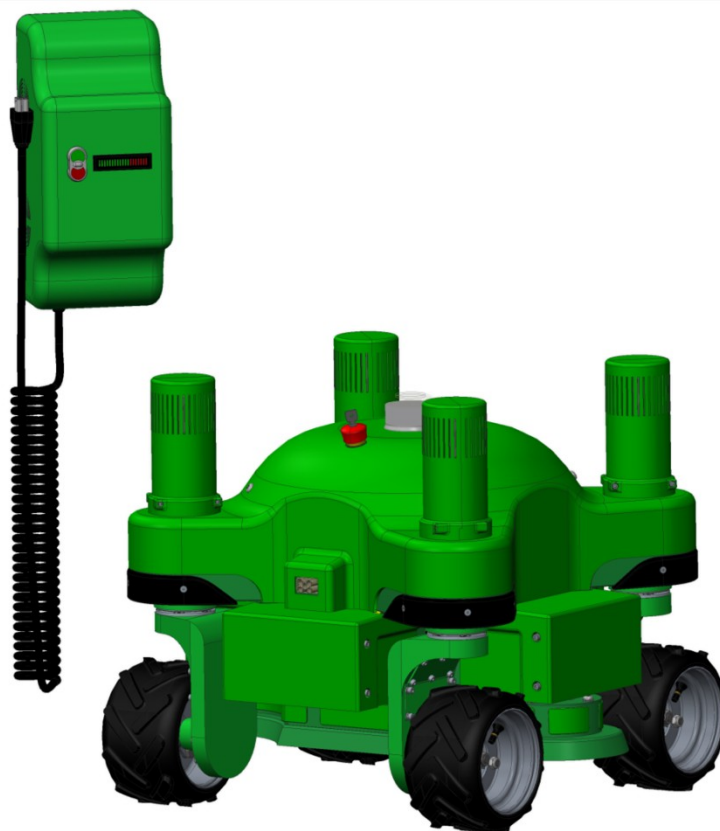
Na základě rozboru jednotlivých robotických sekaček a stanovených závěru analýzy, byly sestaveny základní požadavky na konstrukční řešení robotické sekačky, které musely být dodrženy při návrhu. Dle požadavkového listu a zadání diplomové práce byly navrženy tři koncepční řešení robotické sekačky s rozdílným typem řízení a počtem kol podvozku. První navržená varianta byla postavena na čtyřkolovém podvozku se synchronním řízením všech kol. Druhá navržená varianta má také postaveny podvozek na čtyřech kolech, řízení podvozku smykem. Poslední navržená varianta má podvozek tříkolový (jedno kolo je otočná kladka) s řízením diferenciálně. Výběr optimální varianty byl proveden pomocí hodnotové analýzy. Nejvyšší součet vážených indexů získala varianta A.

Druhá část práce byla zaměřena na konstrukční řešení optimální varianty. Navržené konstrukční řešení má několik inovativních prvků. V práci se podařilo vyřešit problematiku nastavení výšky žacího ústrojí elektricky na dálku, pomocí mini zdvižné převodovky od firmy T.E.A Technik. Tuto funkci lze využít také při překonání překážky, které se sekačka nemůže vyhnout (např. patníky). Sekačka dovede překonat překážku do výšky pěti centimetrů. Pohonné jednotky pro pohon a natočení kol byly zvoleny od firmy Transtecno, s těmito pohony je robotická sekačka dimenzována na požadovanou rychlost 4km/hodinu po rovném terénu a 2km/hodinu ve svažitém terénu do sklonu 30°. Dále je uveden princip řešení pohonu kol pomocí převodu článkovým řetězem v závěsu kola. Řízení všech kol je uskutečněno za pomoci jednoho motoru a rozvodu válečkového řetězu mezi jednotlivé retězky, které jsou připevněny pomocí svěrného upínacího pouzdra od firmy Haberkorn na

závěsy kol. Motor žacího ústrojí pro pohon byl zvolen od firmy Dunkermotoren na základě provedeného výpočtu, který uvádí potřebnou sílu motoru na jeden centimetr žacího nože. Tato hodnota byla obohacena o ztrátu, která vznikne na převodu ozubeným řemenem. Ten přenáší kroutící moment z hnací řemenice na jednotlivé hnané řemenice a tím udává stejnou rychlost (cca 3500 ot/min), všem žacím nožům robotické sekačky. Kola robotické sekačky byly zvoleny od firmy ATV zabývající se konstrukcí mini čtyřkolek, pro robotickou sekačku prostředí velmi podobné jejich sortimentu.

Závěrem diplomové práce je provedeno ekonomické zhodnocení prototypu robotické sekačky. Ceny jednotlivých komponentů byly určeny s maximální možnou přesností u dodavatelů a komponenty vyráběné byly odhadovány podle podobných produktů na trhu. Celková cena konstrukce prototypu robotické sekačky je odhadovaná na 223 499,- Kč. Návratnost investic byla stanovena pro cenu sekačky 360 000,- Kč s odhadovanou cenou senzorů pro řízení cca 135 000,- Kč. Podle ekonomické efektivity práce byla určena návratnost investic do 260 motohodin robotické sekačky.

V diplomové práci je třeba dořešit elektroniku, řízení a senzorový systém, nejlépe pro autonomní řízení sekačky pro vytyčenou plochu sečení pomocí souřadnici GPS.



### 13 Seznam použitých pramenů

- [1] *WorldRobotics* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.worldrobotics.org/>>.
- [2] *Arobot* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.arobot.cz/>>.
- [3] *Sekačky na trávu* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<[http://cs.wikipedia.org/wiki/Sekačka\\_na\\_trávu](http://cs.wikipedia.org/wiki/Sekačka_na_trávu)>.
- [4] *Robotické sekačky* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.roboticke-sekacky.cz/>>.
- [5] *Mulčování - nejlevnější údržba travnatých ploch* [online]. [citováno 4. 11. 2012].  
Dostupné z www:<<http://www.vari.cz/>>.
- [6] *Jak pečovat o trávník* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.mall.cz/jak-pecovat-trava/>>.
- [7] *Sekačky Robomow* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<http://www.robomow.com/cs-Czech/>>.
- [8] *Sekačky Husqvarna* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.husqvarna.com/>>.
- [9] *Sekačky John Deere* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.johndeerecz.cz/automaticka-sekacka-tango-e5-d7015.htm>>.
- [10] *Sekačky RobotFlail* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.wimvanbreda.nl/producten/roboflail>>.
- [11] *Sekačky Spider* [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:  
<<http://www.svahova-sekacka.cz/>>.

- [12] SKAŘUPA, J. Metodika konstruování. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 1993. 158 s. ISBN 80-7078-167-X.
- [13] Pohonná jednotka Transtecno [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.transtecno.com>>.
- [14] Pružné spojky R+W Coupling Technology [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.rwcouplings.com/>>.
- [15] Akumulátor GWL/Power [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<[http://www.i4wifi.cz/lithium-battery-12v-40ah-wb-lp12v40ah-\\_d1871.html](http://www.i4wifi.cz/lithium-battery-12v-40ah-wb-lp12v40ah-_d1871.html)>.
- [16] Pohonná jednotka Dunkermotoren[online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.dunkermotoren.com>>.
- [17] Jeřábek, K. - Helebrant, F. - Jurman, J. - Voštová, V. :*Stroje pro pozemní práce silniční stroje* 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 1996. 466 s. ISBN 80-7078-389-3.
- [18] Motory DC[online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<[http://homen.vsb.cz/~vac174/vyuka/EP%20PEZ+USP/Studijni\\_opory](http://homen.vsb.cz/~vac174/vyuka/EP%20PEZ+USP/Studijni_opory)>.
- [19] Robotické sekačky AmbrogioDC[online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.ambrogiorobot.com/>>.
- [20] Haberkorn[online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.haberkorn.cz/>>.
- [21] T.E.A Technik [online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.teatechnik.cz/>>.
- [22] Harting -konektory[online]. [citováno 4. 11. 2012]. Dostupné z www:<<http://www.harting.cz/konektory/>>.
- [23] KÁRNÍK, L. *Servisní roboty – Modelování a analýzy*[online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <[http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni\\_roboty/index.htm](http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni_roboty/index.htm)>.

## 14 Seznam použitých obrázků

Obr. 1:	Příklad aplikace servisních robotů pro domácí použití .....	17
Obr. 2:	Lizardmower M480 .....	23
Obr. 3:	Lizardmower S14 .....	23
Obr. 4:	Robomow RM510 .....	24
Obr. 5:	Robomow City 120.....	24
Obr. 6:	Robomow RL2000 .....	25
Obr. 7:	AUTOMOWER® 220 AC .....	25
Obr. 8:	Automower® Solar Hybrid .....	26
Obr. 9:	Automower® 265 ACX.....	26
Obr. 10:	SmartMower 2000 .....	27
Obr. 11:	Denna L600 .....	27
Obr. 12:	GREENMOW® .....	28
Obr. 13:	PARKMOW® .....	28
Obr. 14:	BIGMOW ®.....	28
Obr. 15:	Tango E5 .....	28
Obr. 16:	RoboFlailone .....	29
Obr. 17:	RoboFlailVario .....	29
Obr. 18:	Spider MINI.....	30
Obr. 19:	Spider ILD02 .....	30
Obr. 20:	A:3D model navržené varianty A.....	35
Obr. 21:	A:3D model navržené varianty A.....	36
Obr. 22:	B:3D model navržené varianty B .....	36
Obr. 23:	B:3D model navržené varianty B .....	37
Obr. 24:	C:3D model navržené varianty C .....	38
Obr. 25:	Konstrukční řešení robotické sekačky.....	45
Obr. 26:	Uchycení pohonné jednotky- pohonu kol sekačky k rámu .....	46
Obr. 27:	Motor EC.100.24E.....	47
Obr. 28:	Převodovka ECP100/522.....	47
Obr. 29:	Řídící jednotka PLN40 .....	47
Obr. 30:	Spojka EKH10 .....	48
Obr. 31:	Článekový řetěz.....	48
Obr. 32:	Schéma pohonné jednotky pohonu kol.....	49
Obr. 33:	Rozvod článekového řetězu – pohon kol .....	50
Obr. 34:	Vodící kladky článekového řetězu – pohon kol .....	50
Obr. 35:	Pohonné jednotka -řízení kol sekačky .....	51



Obr. 36:	Konstrukční řešení kladky napínací a vodící.....	52
Obr. 37:	Pohonná jednotka řízení kol – upevnění malé řetězky řízení.....	52
Obr. 38:	Rozmístění jednotlivých kladek řetězového převodu.....	52
Obr. 39:	Šneková převodovka ECM100/40.....	53
Obr. 40:	Řídící jednotka PLN20.....	53
Obr. 41:	Válečkový řetěz DIN 8187.....	54
Obr. 42:	Svěrné pouzdro BK50.....	54
Obr. 43:	Žací ústrojí.....	55
Obr. 44:	Schéma uložení hnané hřídele a hnací hřídele žacích nožů.....	56
Obr. 45:	Řemenový rozvod a pracovní prostor žacích nožů.....	56
Obr. 46:	Motor BG75x50.....	57
Obr. 47:	Brzda E 100 A.....	57
Obr. 48:	Spojka EK6.....	57
Obr. 49:	Řemen T5-DL.....	58
Obr. 50:	Řemenice 27T5/42.....	58
Obr. 51:	Napínák řemenu.....	59
Obr. 52:	Mini zdvižná převodovka HG2.....	59
Obr. 53:	Uchycení zdvižné převodovky k rámu sekačky.....	60
Obr. 54:	Rám sekačky -svařenec.....	61
Obr. 55:	Rám žacího ústrojí -svařenec.....	61
Obr. 56:	Horní krytování sekačky.....	62
Obr. 57:	Napájecí konektor sekačky.....	62
Obr. 58:	Řez pláště- nejdůležitější části.....	63
Obr. 59:	Konstrukce kostry pláště.....	63
Obr. 60:	Kolo ATV.....	64
Obr. 61:	Kolo ATV připojení náboje disku kola.....	64
Obr. 62:	Akumulátor WB-LP12V40AH.....	65
Obr. 63:	Dokovací stanice.....	65
Obr. 64:	Schéma působení sil na robotickou sekačku.....	66
Obr. 65:	Pohonná jednotka firmy Transtecno.....	73
Obr. 66:	Mechanické charakteristiky protiproudého brzdění.....	76
Obr. 67:	Základní druhy kol a terénu.....	76
Obr. 68:	Pružné kolo na poddajném podkladě.....	78
Obr. 69:	Styk pojízdného kola s půdou.....	79
Obr. 70:	Velikost součinitele tření přilnavosti podle druhu pojížděné podložky.....	81
Obr. 71:	Velikost součinitele tření přilnavosti podle druhu pojížděné podložky.....	82
Obr. 72:	Pohonná jednotka – motor s převodovkou ECM.....	83

Obr. 73:	Silové účinky působící na výstupní hřídel z převodovky.....	85
Obr. 74:	Produkty Ambrogio robot ([12]) .....	86
Obr. 75:	Rozmístění senzoru .....	92

## 15 Seznam použitých tabulek

Tab. 1:	Počet sečení za vegetaci .....	20
Tab. 2:	Závěr vyplývající z rešerše .....	33
Tab. 3:	Stanovení kritérií .....	39
Tab. 4:	Bodovací stupnice kritérií.....	39
Tab. 5:	Významnost kritérií .....	39
Tab. 6:	Hodnocení jednotlivých kritérií.....	40
Tab. 7:	Metoda porovnání trojúhelníků párů podle autora diplomové práce .....	41
Tab. 8:	Metoda porovnání trojúhelníků párů podle osloveného experta .....	41
Tab. 9:	Váha významnosti .....	42
Tab. 10:	Součet vážených indexů varianty A .....	43
Tab. 11:	Součet vážených indexů varianty B .....	43
Tab. 12:	Součet vážených indexů varianty C .....	43
Tab. 13:	Shrnutí výsledků hodnotové analýzy.....	44
Tab. 14:	Technické parametry robotické sekačky .....	45
Tab. 15:	Technické parametry EC.100.24E.....	47
Tab. 16:	Technické parametry ECP100/522.....	47
Tab. 17:	Technické parametry PLN40.....	47
Tab. 18:	Technické parametry EKH10 .....	48
Tab. 19:	Technické parametry článkový řetěz.....	48
Tab. 20:	Technické parametry ECM100/40 .....	53
Tab. 21:	Technické parametry PLN20.....	53
Tab. 22:	Tech. parametry válečkového řetězu .....	54
Tab. 23:	Technické parametry BK50.....	54
Tab. 24:	Technické parametry BG75x50.....	57
Tab. 25:	Technické parametry E 100 A.....	57
Tab. 26:	Technické parametry EK6.....	57
Tab. 27:	Technické parametry T5-DL .....	58
Tab. 28:	Technické parametry řemenic .....	58
Tab. 29:	Technické parametry HG2 .....	59
Tab. 30:	Technické parametry kola ATV .....	64
Tab. 31:	Technické parametry WB-LP12V40AH .....	65
Tab. 32:	Vstupní parametry pro výpočet situace A .....	70
Tab. 33:	Vstupní parametry pro výpočet situace B .....	71
Tab. 34:	Vstupní parametry pro výpočet situace C .....	71
Tab. 35:	Vstupní parametry pro výpočet situace D .....	72

Tab. 36:	Souhrn požadovaných parametrů pohonu .....	73
Tab. 37:	Hodnoty úhlů vnitřního tření zeminy $\rho$ .....	80
Tab. 38:	Hodnoty soudržnosti $c$ [MPa] zemin v různých stavech .....	80
Tab. 39:	Hodnoty součinitele adheze.....	81
Tab. 40:	Určení síly motoru dle velikosti žacího nože podle sekaček Ambrogio .....	86
Tab. 41:	Parametry ozubeného řemenu T5 a T5-DL a jednotlivé šířky $b$ .....	88
Tab. 42:	Proudové odběry jednotlivých komponentů.....	89
Tab. 43:	Ekonomická studie prototypu robotické sekačky .....	94
Tab. 44:	Ekonomická efektivita práce .....	95

## 16 Seznam použitých grafů

Graf 1:	Hlavní oblasti použití profesionálních servisních robotů ([1]).....	14
Graf 2:	Aplikace s nízkým kusovým prodejem profesionálních servisních robotů([1])	15
Graf 3:	Předpověď prodeje profesionálních servisních robotův roce 2012-2015.([1]) .	16
Graf 4:	Stanovení váhy významnosti ([12]).....	42
Graf 5:	Porovnání vážených indexů jednotlivých variant.....	44
Graf 6:	Návratnost investic .....	95

## 17 Seznam příloh

Příloha A: Potřebná hnací síla pro překonání překážky

Příloha B: Kontrolní výpočet čepů zdvižné převodovky

Příloha C: Kontrolní výpočet - ložisko s kosoúhlým stykem SKF 6004-2Z (MITCalc)

Příloha D: Kontrolní výpočet - těsné pero 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562 (MITCalc)

Příloha E: Kontrolní výpočet - hnací hřídel žací ústrojí (MITCalc)

Příloha F: Pevnostní analýzy rámu sekačky v CreoParametric 2.0

Příloha G: Pevnostní analýzy závěsu kola v CreoParametric 2.0

Příloha H: Obrázky 3D modelu robotická sekačka

Sestavný výkres robotické sekačky: 0 – DP – 001

Podsestavný výkres závěs kola: 0 – DP – 001.1

Podsestavný výkres žací ústrojí: 0 – DP – 001.2

Podsestavný výkres hnací hřídel: 0 – DP – 001.2.1

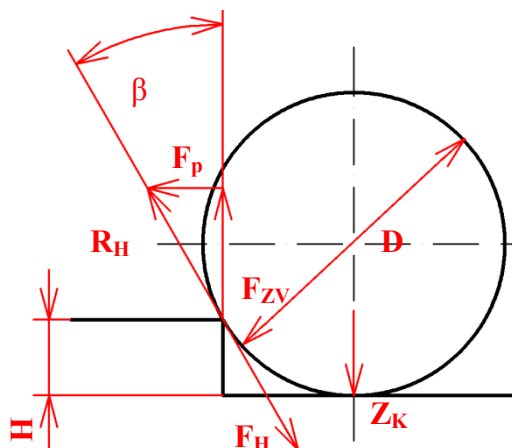
Podsestavný výkres Hnána hřídel-žací nůž: 0 – DP – 001.2.2

Sestavný výkres dokovací stanice: 0 – DP – 002

DVD-ROM: Buček M. *Diplomová práce 2013*

## Příloha A: Potřebná hnací síla pro překonání překážky

Robotická sekačka se bude pohybovat ve venkovním prostředí (outdoor), ve kterém je mnoho překážek. Kontrola motoru je provedena pro přejetí překážky o maximální výšce 50 mm. Předpokládá se rozložení hmotnosti robotické sekačky na všechny čtyři kola rovnoměrně.



kde:  $F_H$  - hnací síla  
 $F_P$  - pohybová síla  
 $F_{ZV}$  - zvedací síla  
 $R_H$  - reakce od hnací síly  
 $Z_K$  - zatěžující síla na kole  
 $H$  - výška překážky  
 $D$  - průměr kola  
 $\beta$  - úhel  $32^\circ$

Při kontrolním výpočtu motoru vycházíme z předpokladu, že se kolo podvozku opírá o překážku za klidu, kdy je zapotřebí největší zvedací síla. Při překonávání překážky jsou v záběru dvě kola. Velikost hnací síly je tedy dána vztahem:

$$F_H = \frac{2 \cdot i_{cp} \cdot \eta_{cp} \cdot M_{St}}{D} = \frac{2 \cdot 63,3 \cdot 0,63 \cdot 5}{0,21} = \underline{\underline{1899N}}$$

kde:  $i_{cp}$  - převodový poměr na hnacím kole  
 $\eta_{cp}$  - účinnost celkového převodu  
 $M_{St}$  - startovací moment

Reakce  $R_H$  od hnací síly  $F_H$  se rozloží na pohybovou sílu  $F_P$  a zvedací sílu  $F_{ZV}$ . Vztah pro zvedací sílu:

$$F_{ZV} = R_H \cdot \cos\beta = 1899 \cdot \cos 32^\circ = \underline{\underline{1610N}}$$

Motor vyhovuje za podmínky:

$$F_{ZV} \geq Z_K$$

$$F_{ZV} \geq Z_K = \frac{m \cdot g}{4} = \frac{130 \cdot 9,81}{4} = \underline{\underline{318N}}$$

$1610N \geq 318N \Rightarrow$  podmínka je splněna, motor vyhovuje

## Příloha B: Kontrolní výpočet čepů zdvižné převodovky

Čep z materiálu 12 010 o průměru  $d$ , spojuje žací ústrojí s kloubovým okem na šroubu zdvižné převodovky. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn čep z jedné strany hlavou a z druhé strany maticí s podložkou.

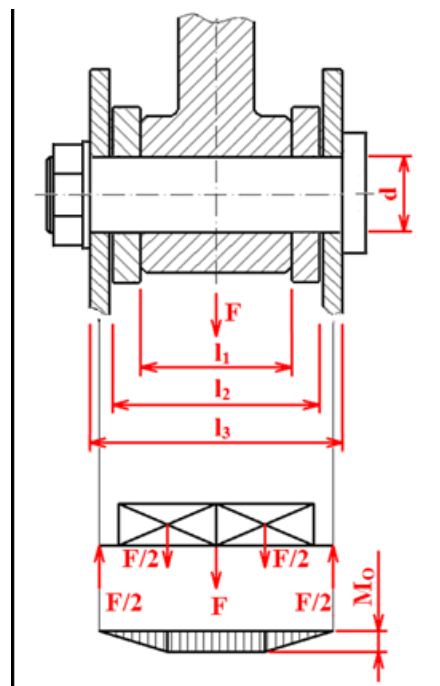
$$F_{\text{čep}} = m_{\text{žacího ústrojí}} \cdot g = 16 \cdot 9,81 = \underline{\underline{157N}}$$

### Vstupní hodnoty:

$F = 157 \text{ N}$	$d_{\text{č}} = 6 \text{ mm}$
$l_1 = 9 \text{ mm}$	$R_{e \text{ min}} = 295 \text{ MPa}$
$l_2 = 19 \text{ mm}$	$p_D = 120 \text{ MPa}$
$l_3 = 27 \text{ mm}$	$k = 1,5$

### Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left( \frac{l_2}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\text{č}}^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$
$$\Rightarrow d_{\text{č}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot \left( \frac{l_2}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 157 \cdot \left( \frac{27}{2} - \frac{19 - 9}{4} \right) \cdot 1,5}{\pi \cdot 295}} = \underline{\underline{3,55 \text{ mm}}}$$



Obr. B-1 Schéma čepu zdvižné převodovky

Čep vyhovuje za podmínky:

$$d_{\text{č}} \geq d \quad 6 \text{ mm} \geq 3,55 \text{ mm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### Kontrola čepu na otlačení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{(l_3 - l_2) \cdot d}$$

$$p = \frac{157}{(27 - 19) \cdot 6} = \underline{\underline{3,27 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že:  $p \leq p_D$

$$3,27 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna, čep vyhovuje}$$



# Příloha C:Kontrolní výpočet - ložisko s kosoúhlým stykem SKF 6004-2Z



Valivá ložiska SKF

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

<b>Autor</b> Bc. Buček Miroslav	<input type="checkbox"/> <b>Datum</b> 14.5.2013	<input checked="" type="checkbox"/> <b>Číslo projektu</b> DP
<b>Jméno souboru</b> BearingSKF_01.xls		
<b>Název projektu</b> Rolling bearings		<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Základní informace</b> Ložisko: SKF 6004-2Z n=208; Fr=180; Fa=50; L10h=5884578		<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Poznámka</b> Comments		<input checked="" type="checkbox"/>

?

Kapitola vstupních parametrů

## 1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.3 Provedení ložiska	
1.2 Typ ložiska	Kuličková ložiska jednořadá	1.4 Zakryté oboustranně	
1.7 Zatížení ložiska		1.5 Samostatné ložisko	
1.8 Otáčky	n 208,0 [1/min]	1.6 Radiální ložisková vůle C3	
1.9 Radiální zatížení	Fr 180,0 [N]	1.15 Přídavné dynamické síly	
1.10 Axiální zatížení	Fa 50,0 [N]	1.16 <input type="radio"/> Žádné	
1.11 Součinitel přídavných dynamických sil	1,32	1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů	
1.12 Požadované parametry ložiska		1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)	
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh 10000 [h]	1.19 Součinitel	fk 1,1 - 1,3 1,20 <input checked="" type="checkbox"/>
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0 2,00	1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory	
		1.21 Součinitel	fd 1 - 1,2 1,10 <input checked="" type="checkbox"/>
		1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů	
		1.23 Ozubené řemeny	
		1.24 Součinitel	fb 1,1 - 1,3 1,20 <input checked="" type="checkbox"/>

## 2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th>ID</th> <th>d</th> <th>D</th> <th>B</th> <th>C</th> <th>C0</th> <th>nr</th> <th>nmax</th> <th>Ložisko</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>55</td> <td>20,0</td> <td>42,0</td> <td>12,0</td> <td>9950</td> <td>5000</td> <td>38000</td> <td>19000</td> <td>6004-2Z *</td> </tr> </tbody> </table>	ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko	55	20,0	42,0	12,0	9950	5000	38000	19000	6004-2Z *	
ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko											
55	20,0	42,0	12,0	9950	5000	38000	19000	6004-2Z *											
2.2 Parametry ložiska																			
2.3 Základní dynamická únosnost	C 9950 [N]																		
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P 237,6 [N]																		
2.5 Základní trvanlivost	L10h 5884578 [h]																		
2.6 Základní statická únosnost	C0 5000 [N]																		
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0 237,6 [N]																		
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0 21,04																		
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax - [N]																		
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax - [N]																		
2.11 Referenční otáčky	nr 38000 [1/min]																		
2.12 Mezní otáčky	nmax 19000 [1/min]																		
2.13 Ztrátový výkon	NR 0,08 [W]																		
2.14 Váha ložiska	g 0,069 [kg]																		
	<table border="1"> <tr><td>d</td><td>20</td></tr> <tr><td>D</td><td>42</td></tr> <tr><td>B</td><td>12</td></tr> <tr><td>ramax</td><td>0,6</td></tr> <tr><td>Damax</td><td>38,8</td></tr> <tr><td>damin</td><td>23,2</td></tr> </table>	d	20	D	42	B	12	ramax	0,6	Damax	38,8	damin	23,2						
d	20																		
D	42																		
B	12																		
ramax	0,6																		
Damax	38,8																		
damin	23,2																		

## 3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztázná viskozita	v1 84 [mm^2/s]	3.8 Mezní únavové zatížení	Pu 212 [N]
3.3 Provozní viskozita	v 20,1 [mm^2/s]	3.9 Požadovaná spolehlivost	90 %
3.4 Viskozní poměr	κ 0,24	3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění
3.5 Požadované minimální zatížení		3.11 Součinitel úrovně znečištění	η 0,3 - 0,1 0,20 <input checked="" type="checkbox"/>
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin 6,23 [N]	3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23 1 0,26
		3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh 1529990 [h]

# Příloha D:Kontrolní výpočet - těsné pero 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562



## Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = OK; B = OK; C = OK; D = OK

ii ☒ Informace o projektu

<b>Autor</b> Bc. Buček Miroslav	<input type="checkbox"/> <b>Datum</b> 15.5.2013	<input type="checkbox"/> <b>Číslo projektu</b> DP
<b>Jméno souboru</b> ShaftCon_01.xls		
<b>Název projektu</b> DP_příloha (Kontrolní výpočet těsné pero)		
<b>Základní informace</b> Spoj hřídele s nábojem: P=0,43; n=3500; d <sub>min</sub> =5,6; Hřídel - Konstrukční ocel (R <sub>m</sub> =350); Náboj - Hliníková slitina (R <sub>m</sub> =250)		
<b>Poznámka</b> Comments		

### 1.0 ☒ Společné vstupní údaje

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16 <b>Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>	1.17 A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]
1.2 Přenášený výkon	P 0,43 [kW]	1.18 Mez pevnosti v tahu	R <sub>mmin</sub> 350 [MPa]
1.3 Otáčky hřídele	n 3500,0 [/min]	1.19 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 90 [MPa]
1.4 Krouticí moment	T 1,17 [Nm]	1.20 Dovolенé napětí ve smyku	τ <sub>D</sub> 140 [MPa]
<b>1.5 Způsob zatížení, provozní parametry</b>		<b>1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>	
1.6 Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.22 H...Hliníková slitina (250)	
1.7 Typ zatížení	Lehké rázy	1.23 Mez pevnosti v tahu	R <sub>mmin</sub> 250 [MPa]
1.8 Charakter provozu	Jednosměrný	1.24 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 90 [MPa]
1.9 Počet rozběhů v tisících	100	1.25 Dovolенé napětí ve smyku	τ <sub>D</sub> 100 [MPa]
1.10 Požadovaná životnost spoje	6000 [h]	<b>1.26 Provozní koeficienty</b>	
<b>1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele</b>		1.27 Koeficient provedení spoje	K <sub>d</sub> 1,0
1.12 Provedení spoje	Pevný spoj	1.28 Koeficient využití spoje	K <sub>a</sub> 1,2
1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele	d <sub>h</sub> 0,000 [mm]	1.29 Koeficient životnosti	K <sub>f</sub> 0,5
1.14 Požadovaná bezpečnost	S <sub>f</sub> 1,70	1.30 Koeficient opotřebení	K <sub>w</sub> 0,7
1.15 Minimální průměr hřídele	d <sub>min</sub> 5,6 [mm]		

### A Přesná pera

### 2.0 ☒ Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

<b>2.1 Parametry spoje</b>		<b>2.6 Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]</b>	
2.2 Typ pera	F ... ČSN 022562	2.7 B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	
2.3 Počet per	1	2.8 Mez pevnosti v tahu	R <sub>mmin</sub> 500 [MPa]
2.4 Koeficient rozložení zatížení	K <sub>L</sub> 1,00	2.9 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 130 [MPa]
2.5 Celkový provozní koeficient	K <sub>S</sub> 2,40	2.10 Dovolенé napětí ve smyku	τ <sub>D</sub> 200 [MPa]
<b>2.11 Návrh rozměrů spoje</b>			
2.12 Pera pro průměry	6 ~ 230 [mm]		
2.13 Min. průměr hřídele	d <sub>1min</sub> 5,6 [mm]		
2.14 Průměr hřídele	d 22,000 [mm]		
2.15 Pero	6 x 6		
2.16 Šířka / výška pera	b / h 6 / 6 [mm]		
2.17 Zaoblení pera / sražení hran	R / s 3 / 0,5 [mm]		
2.18 Parametry drážky v hřídeli	t / d <sub>1</sub> 3,5 / 18,5 [mm]		
2.19 Minimální funkční délka pera	L <sub>fmin</sub> 2,1 [mm]		
2.20 Minimální délka pera	L <sub>min</sub> 8,1 [mm]		
2.21 Dovolенý rozsah délek pera	L 16 ~ 70 [mm]		
2.22 Zvolená délka pera	L 16,000 [mm]		

### 3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

<b>3.1 Kontrola hřídele na krut</b>		<b>3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele</b>	
3.2 Dovolенé napětí ve smyku	τ <sub>D</sub> 140 [MPa]	3.6 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 90 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 2,3 [MPa]	3.7 Srovnávací tlak	p 10,6 [MPa]
3.4 Bezpečnost	61,81	3.8 Bezpečnost	8,48
<b>3.9 Kontrola pera na otláčení</b>		<b>3.13 Kontrola otláčení drážky náboje</b>	
3.10 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 130 [MPa]	3.14 Dovolенý tlak	p <sub>D</sub> 90 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 10,6 [MPa]	3.15 Srovnávací tlak	p 9,3 [MPa]
3.12 Bezpečnost	12,25	3.16 Bezpečnost	9,70

# Příloha E: Kontrolní výpočet – hřídel žací nůž



Návrh a výpočet hřídele

Výpočet hřídele

Čistit tabulku výsledků

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

<b>Autor</b> Bc. Buček Miroslav	<input type="checkbox"/>	<b>Datum</b> 14.5.2013	<input checked="" type="checkbox"/>	<b>Číslo projektu</b> DP	<input type="checkbox"/>
<b>Jméno souboru</b> shaft_01.xls					
<b>Název projektu</b> DP_Příloha (Kontrolní výpočet hřídele žací nůž)					
<b>Základní informace</b> Hřídel: L = 68 , Dmax. = 26 , Mat: (Rm/Su) = 595 [MPa]					
<b>Poznámka</b> Comments					

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	0,41	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	3500	[/min]	B...Stálý krut + ohyb
1.4 Krouticí moment	1,12	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	6,85	[mm]	A...Běžná konstrukční ocel (500)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	12,00	35,00	38,00	40,00	58,00	68,00	68,00	68,00	68,00
L	12,000	23,000	3,000	2,000	18,000	10,000				
ø Da	15,000	22,000	26,000	22,000	15,000	14,500				
ø Db	15,000	22,000	26,000	22,000	15,000	14,500				
ø da	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000				
ø db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000				
R	0,400	0,400	0,400	0,400	0,400	0,400				

2.3 Celková délka hřídele 68,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 6,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 46,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

3.0 Vrub a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm)	595,0	[MPa]
3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q)	0,45	

3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 B. Zápich

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β c	β b	β t
17,00	21,00	0,00	2,40	2,40	1,86
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 C. Obecný vrub

X[mm]	b[mm]	β c	β b	β t
18,00	16,00	1,64	1,64	1,37
56,00	14,00	2,25	2,25	1,45
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

Drážka pro pero (čepová fréza)

Rovnoboké drážkování

Vlastní hodnoty

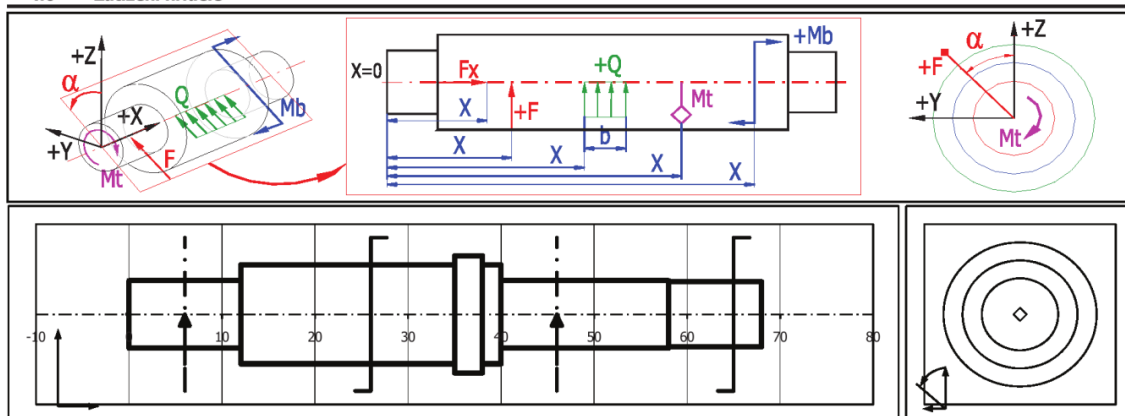
Vlastní hodnoty

Vlastní hodnoty

### 3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\beta_c$	1,85	1,88	1,88	1,85	1,41	1,00	1,00	1,00	1,00
$\beta_b$	1,70	1,76	1,76	1,70	1,31	1,00	1,00	1,00	1,00
$\beta_t$	1,37	1,38	1,38	1,37	1,17	1,00	1,00	1,00	1,00

### 4.0 Zatížení hřídele



#### 4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	26,00	0,0	0,0			1,12				
2	65,00	0,0	0,0	0		1,12				
3	6,00		40,0							
4	46,00		40,0							
5										
6										
7										
8										
9										
10										

### 5.0 Rotující hmoty

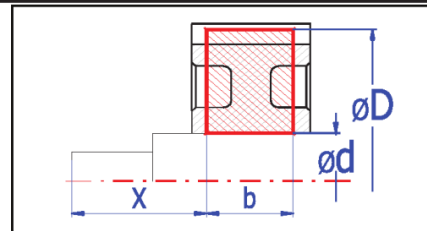
#### 5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)

#### 5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu?

Ano

#### 5.3

	X	D	d	b	Ro	m
		[mm]			[kg/m^3]	[kg]
M1	17,00	66,00	22,00	18,00	2700,0	0,15
M2	56,00	180,00	14,00	4,00	7800,0	0,79
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00



### 6.0 Materiál a způsob namáhání

#### 6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)

B...Zuštětšená a legovaná ocel (500 - 1400)	1130	[MPa]
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	595 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sv/Re	387 [MPa]
6.4 Mez kluzu v ohybu	Svb/Reb	464 [MPa]
6.5 Mez kluzu ve smyku	Svs/Res	271 [MPa]
6.6 Pro střídavé zatížení		
6.7 Mez únavy - tah/tlak	$\sigma_c$	214 [MPa]
6.8 Mez únavy - ohyb	$\sigma_{ec}$	286 [MPa]
6.9 Mez únavy - krut	$\tau_c$	179 [MPa]
6.10 Pro míjivé zatížení		
6.11 Mez únavy - tah/tlak	$\sigma_{hc}$	321 [MPa]
6.12 Mez únavy - ohyb	$\sigma_{ehc}$	428 [MPa]
6.13 Mez únavy - krut	$\tau_{hc}$	250 [MPa]
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0 [kg/m^3]
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000 [MPa]
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000 [MPa]

#### 6.17 Zatížení vlastní vahou

Ano

#### 6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti

20

#### 6.19 Součinitel namáhání

$\alpha_0$  0,85 ☒

#### 6.20 Součinitel max. zatížení

6.21 Ohyb	1,70
6.22 Posouvající síla	1,70
6.23 Krut	1,70
6.24 Tah/Tlak	1,70

#### 6.25 Zatěžovací podmínky

6.26 Zatížení ohybovým momentem	C...Střídavé
6.27 Zatížení posouvající silou	C...Střídavé
6.28 Zatížení krutícím momentem	B...Míjivé
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	B...Míjivé

#### 6.30 Dynamická kontrola

6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano
6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano

?

## Kapitola výsledků

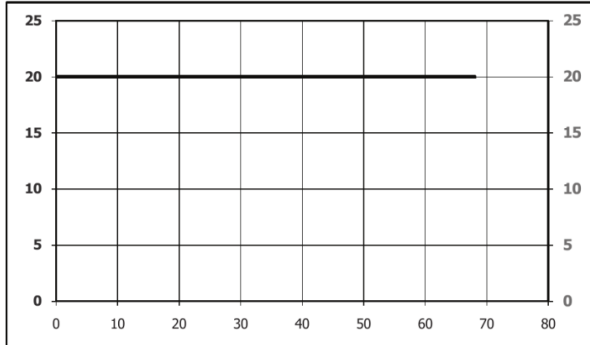
## 7.0 Výsledek - shrnutí

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
7.1 Reakce v podpoře R1	0	9,4359E-10	-97,100221	97,1002205	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	-6,365E-09	27,668276	27,668276	[N]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,14			[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,0009			[mm]
7.5 Maximální zkroucení	$\varphi$	0,0000			[°]
7.6 Naklonění v R1	$\vartheta$	0,0004			[°]
7.7 Naklonění v R2	$\vartheta$	0,0008			[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	3,8			[MPa]
7.9 Max. napětí ve střihu	$\tau_s$	0,3			[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	$\tau_t$	0,0			[MPa]
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	$\sigma_g$	0,0			[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	$\sigma_r$	3,8			[MPa]
7.13 Min. statická bezpečnost	SF <sub>St</sub>	72,70			
7.14 Min. dynamická bezpečnost	SF <sub>D</sub>	53,51			
7.15 Rezonanční otáčky (A)	$n_c$	202235,2			[/min]
Rezonanční otáčky (B)	$n_c$	202650,6			[/min]
Rezonanční otáčky (C)	$n_c$	141490,5			[/min]

7.17 Graf

41...Koeficient bezpečnosti (statický)

42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)



Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

## 7.16 Výsledky v souřadnici X =

	174,63	1371,60	1397,00	2095,50	2127,25	2127,25	2127,25	2127,25
04...Z - Průhyb [mm]	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606	▼ -0,0008606
42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20
31...Celkový součinitel - ohyb	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652	▼ 1,08695652
42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20	▼ 20
43...Prázdný graf	▼ 0	▼ 0	▼ 0	▼ 0	▼ 0	▼ 0	▼ 0	▼ 0

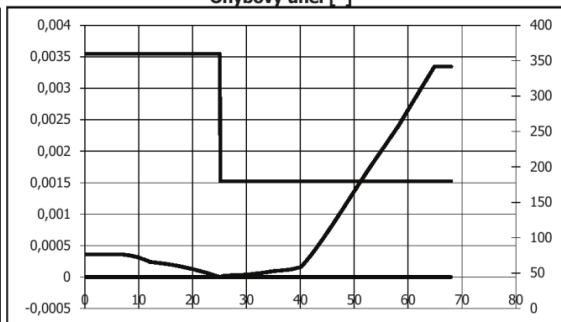
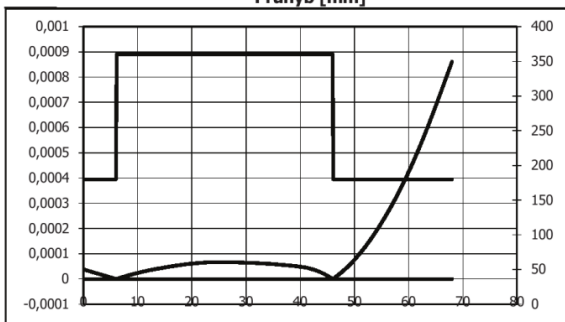
## 8.0 Graf - Průhyb, Ohybový úhel

8.1 Křivky v grafu

☐ Rovina XZ☒ Rovina XY☒ Součet☒ Úhel

Průhyb [mm]

Ohybový úhel [°]



## 9.0 Graf - Ohybový moment, Napětí v ohybu

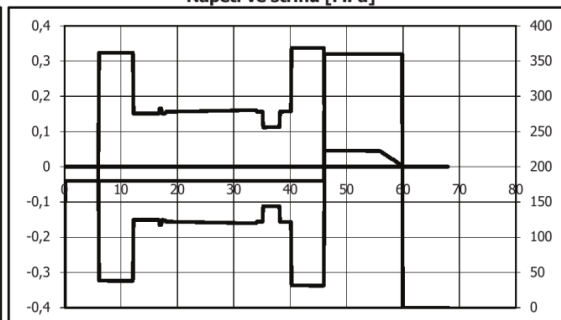
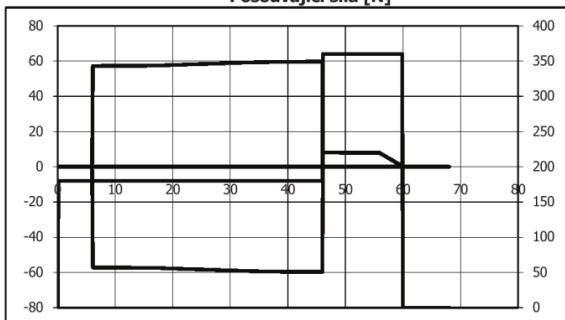
## 10.0 Graf - Posouvající síla, Napětí ve střihu

10.1 Křivky v grafu

☒ Rovina XZ☒ Rovina XY☒ Součet☒ Úhel

Posouvající síla [N]

Napětí ve střihu [MPa]



## 11.0 Graf - Osová síla, Krouticí moment

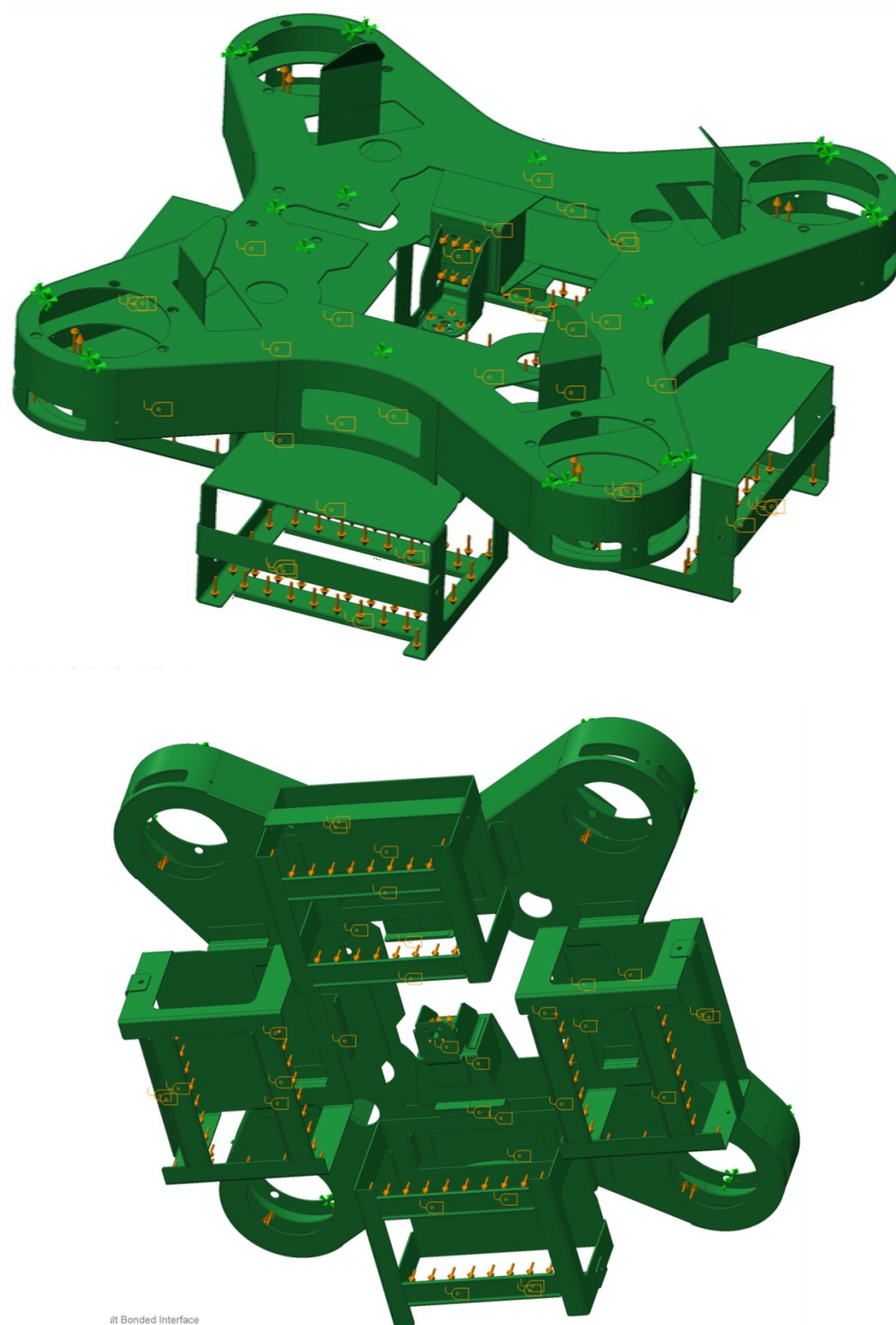
## 12.0 Graf - Úhel zkroucení, Redukované napětí, Koeficient bezpečnosti

## 13.0 Grafický výstup, CAD systém



## Příloha F: Pevnostní analýzy rámu sekačky v Creo Parametric 2.0

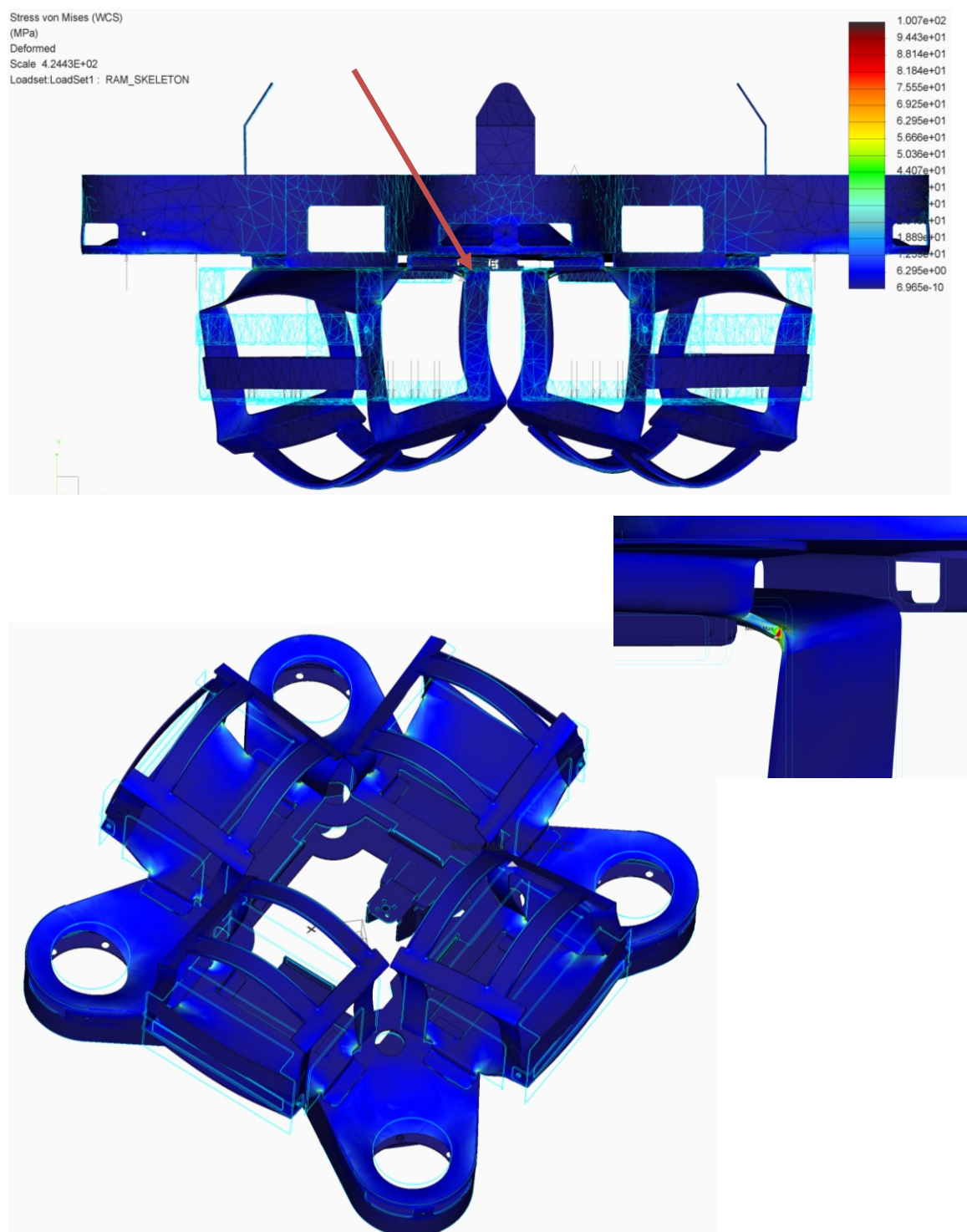
Zobrazení rozmístění jednotlivých působících sil na model rámu robotické sekačky.



Obr. F-1 Zobrazení nastavení analýzy

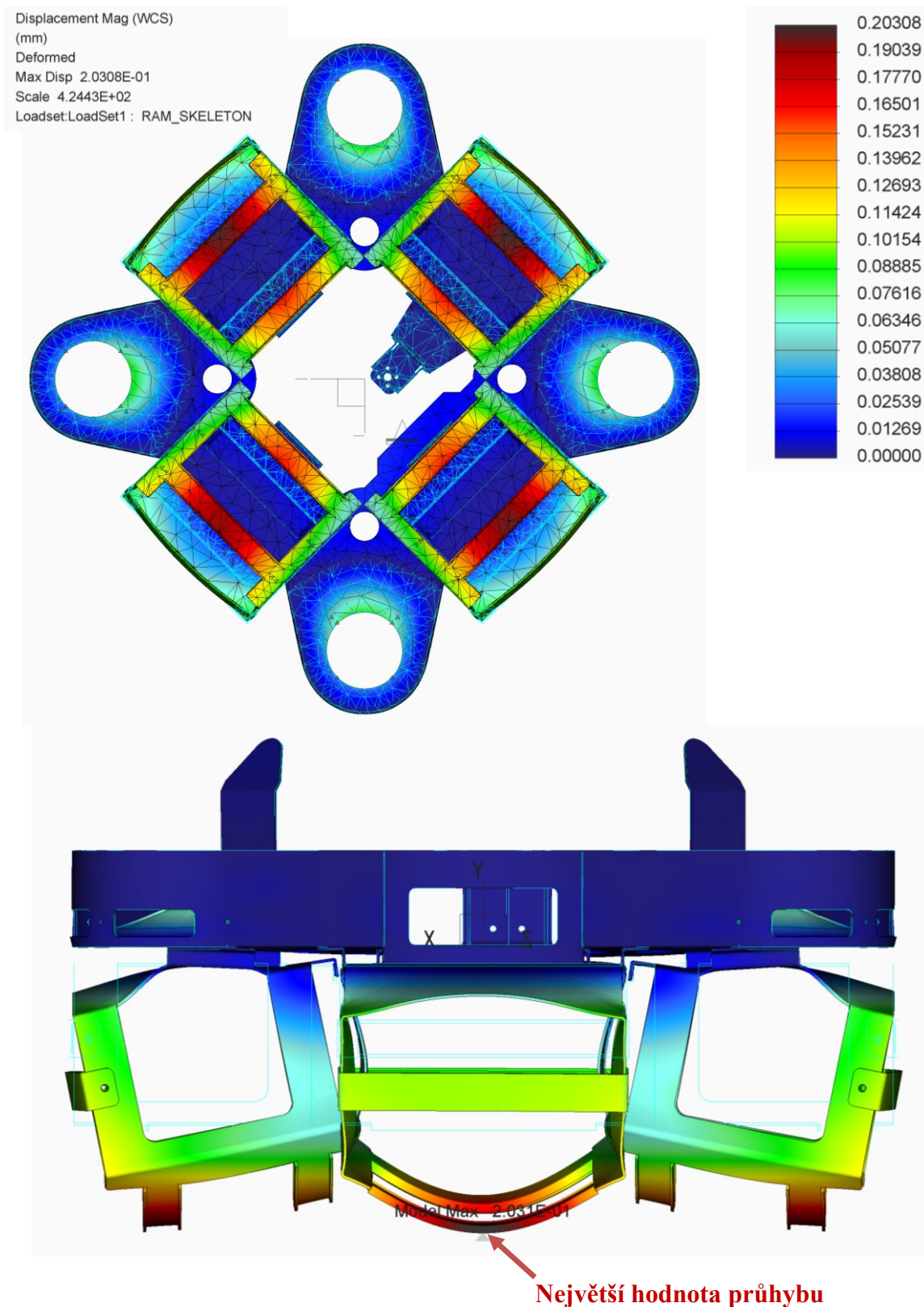
Na obrázku F-2 je zobrazena statická analýza napětí rámu robotické sekačky.

Největší hodnota napětí 100MPa byla v této analýze v oblasti zahnutého plechu držku baterie. Základem konstrukce rámu je ocelový plech o tloušťce 2mm materiálu 11 373.0, který má pevnost v tahu  $R_m=440$  MPa. Rám vyhovuje, pro bezpečný provoz robotické sekačky.



Obr. F-2 Pevnostní analýza- namáhání

Dále bylo nutno ověřit rám na maximální deformace průhybu. Maximální hodnota průhybu rámu dosáhla 0,2 mm, což je pro konstrukci sekačky vyhovující.

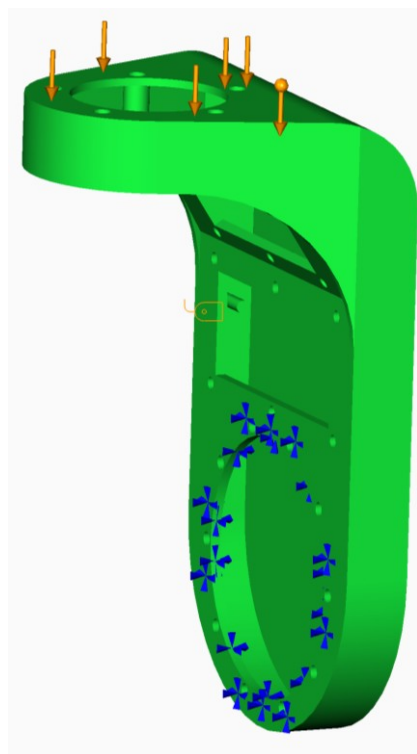


Obr. F-2 Pevnostní analýza - průhyb



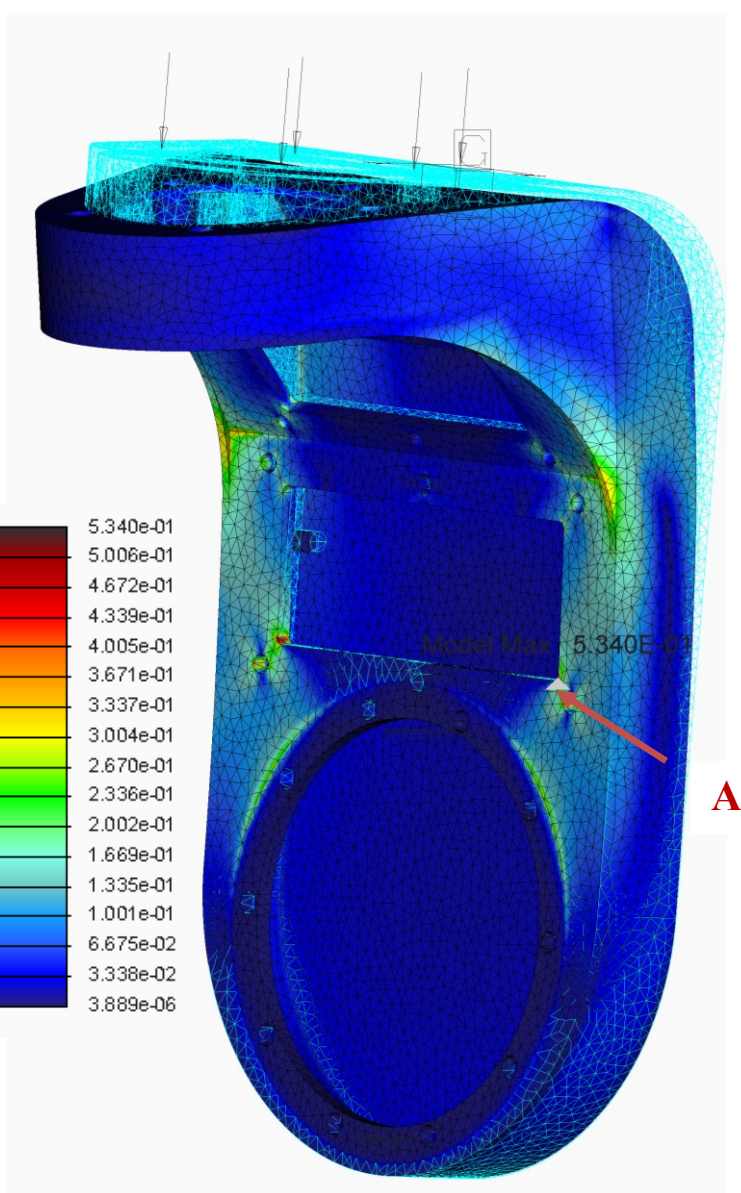
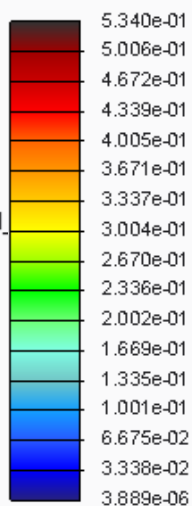
## Příloha G: Pevnostní analýzy závěsu kola v Creo Parametric 2.0

Závěs kola je zatížen jednou čtvrtinou hmotnosti sekačky což je síla o velikosti 320N. Maximální hodnota napětí (obr. G-2) je MPa v místě A. Největší hodnota průhybu (obr. G-3) je  $1,13e^{-3}$  mm v místě B.

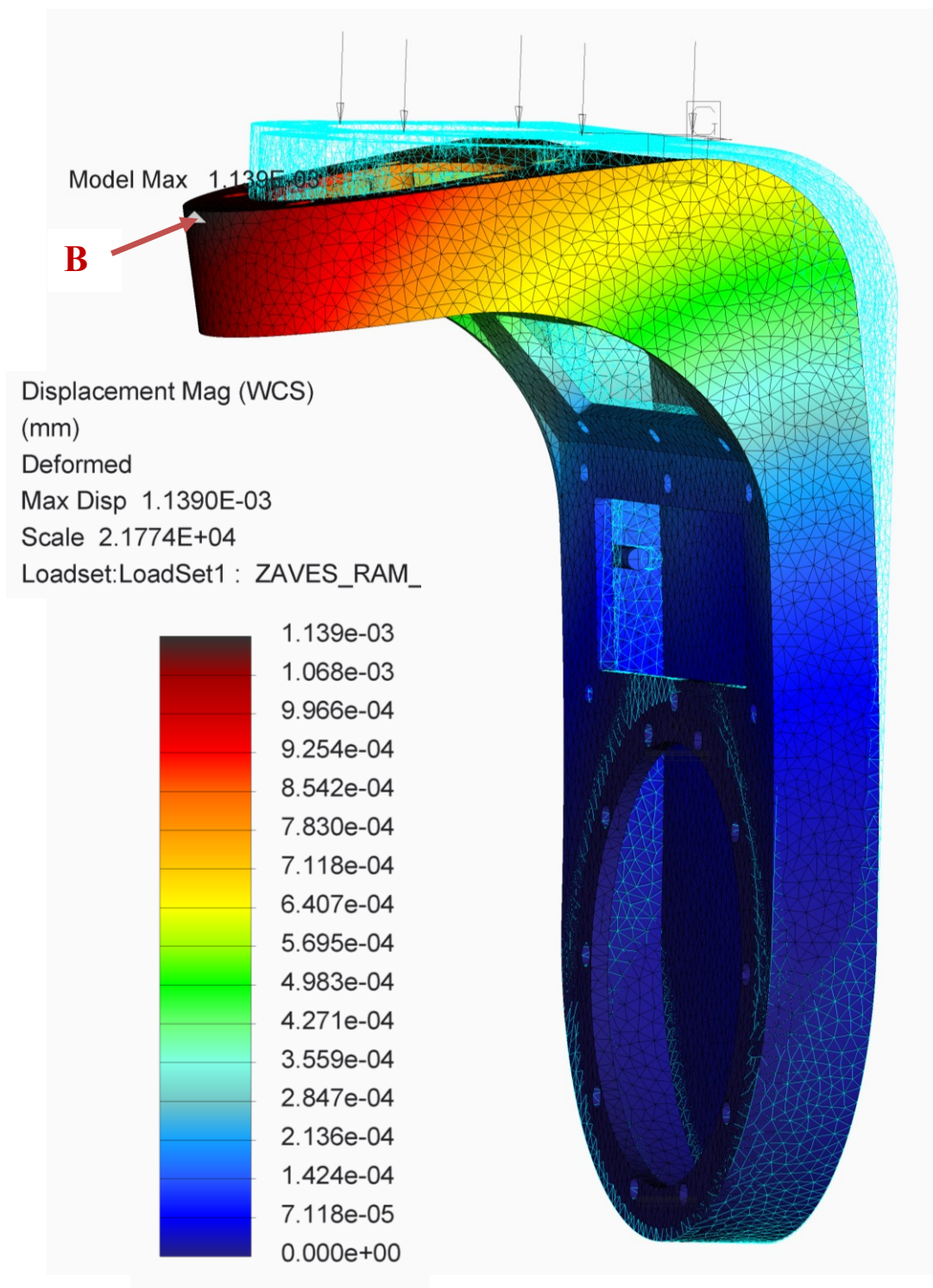


Obr. G-1 Nastavení analýzy

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Deformed  
Scale 2.1774E+04  
Loadset: LoadSet1 : ZAVES\_RAM

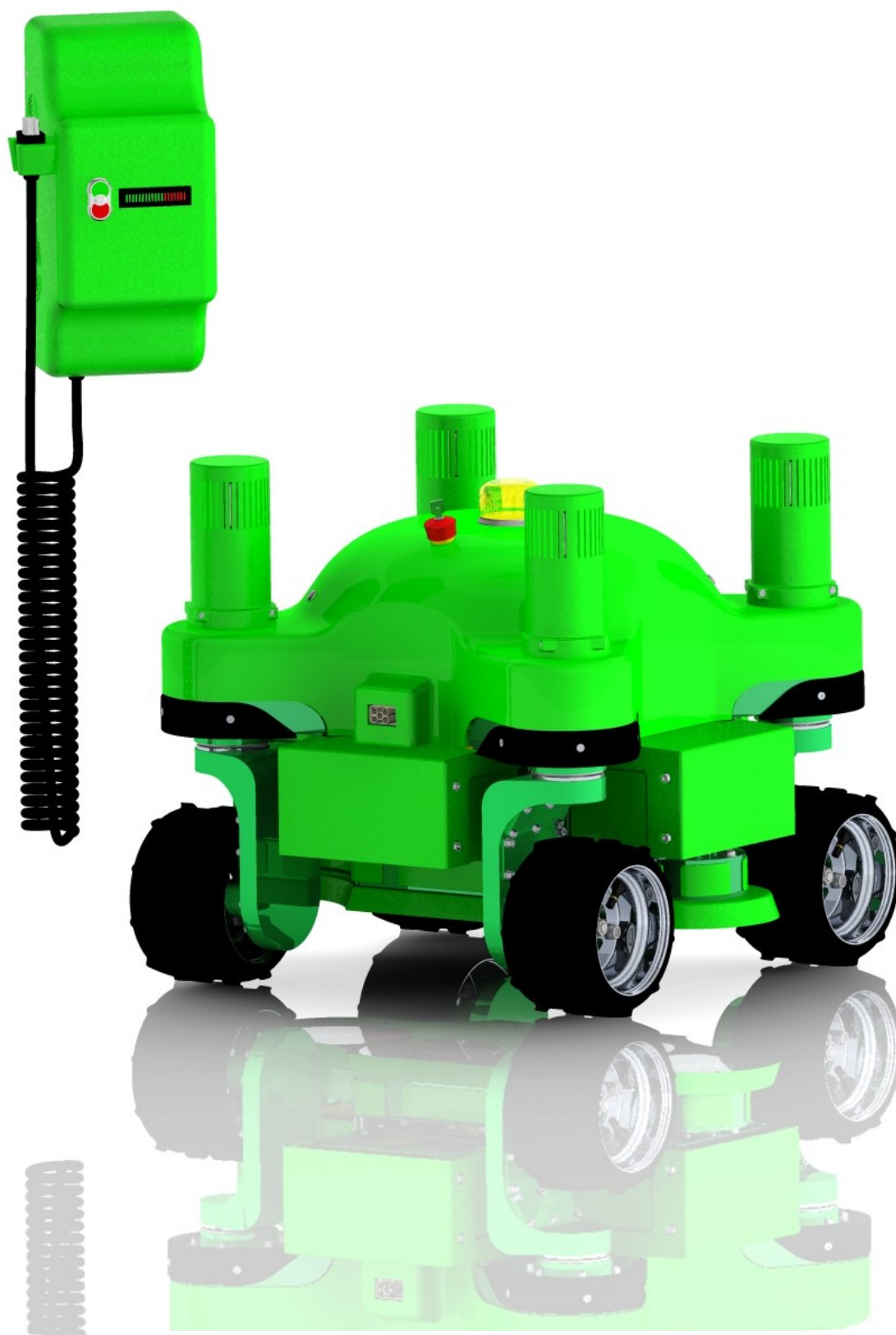


Obr. G-2 Pevnostní analýza- namáhání



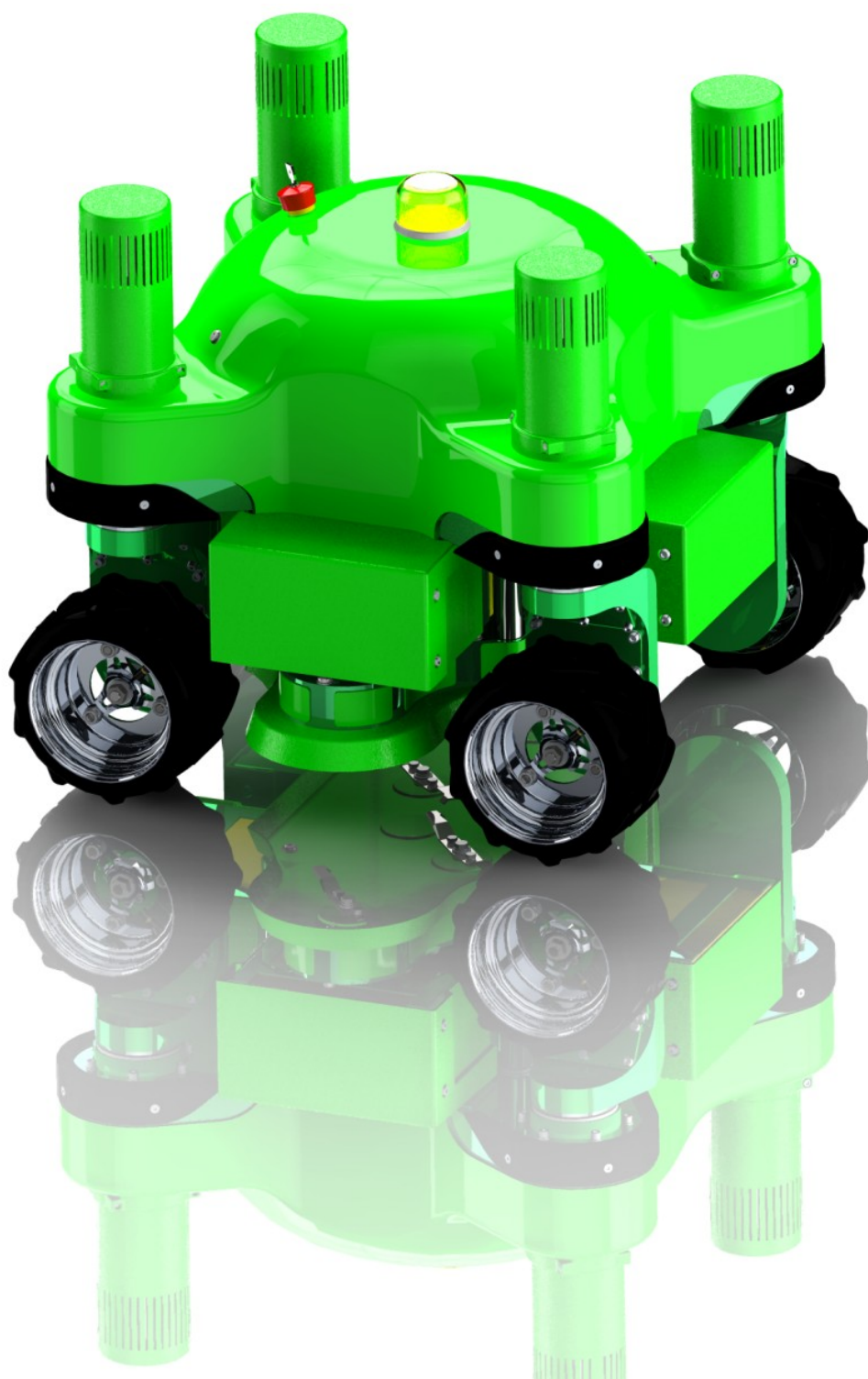
Obr. G-3 Pevnostní analýza- průhyb

## Příloha H: Obrázky 3D modelu robotická sekačka



*Obr. H-1: 3D model robotické sekačky v programu Creo Parametric 2.0*





*Obr. H-2: 3D model robotické sekačky v programu Creo Parametric 2.0*

### ***Poděkování***

Rád bych touto cestou poděkoval mému vedoucímu diplomové práce Ing. Ladislavu Kárníkovi za čas strávený konzultacemi, podmětné připomínky a odbornou pomoc při zpracování diplomové práce. Za veškerou podporu při studiu bych chtěl poděkovat svojí rodině. Dále bych chtěl poděkovat kolegům ze skupiny robotiky, kteří pomohli podmětnými připomínkami v dané problematice řešení některých problémů této práce.